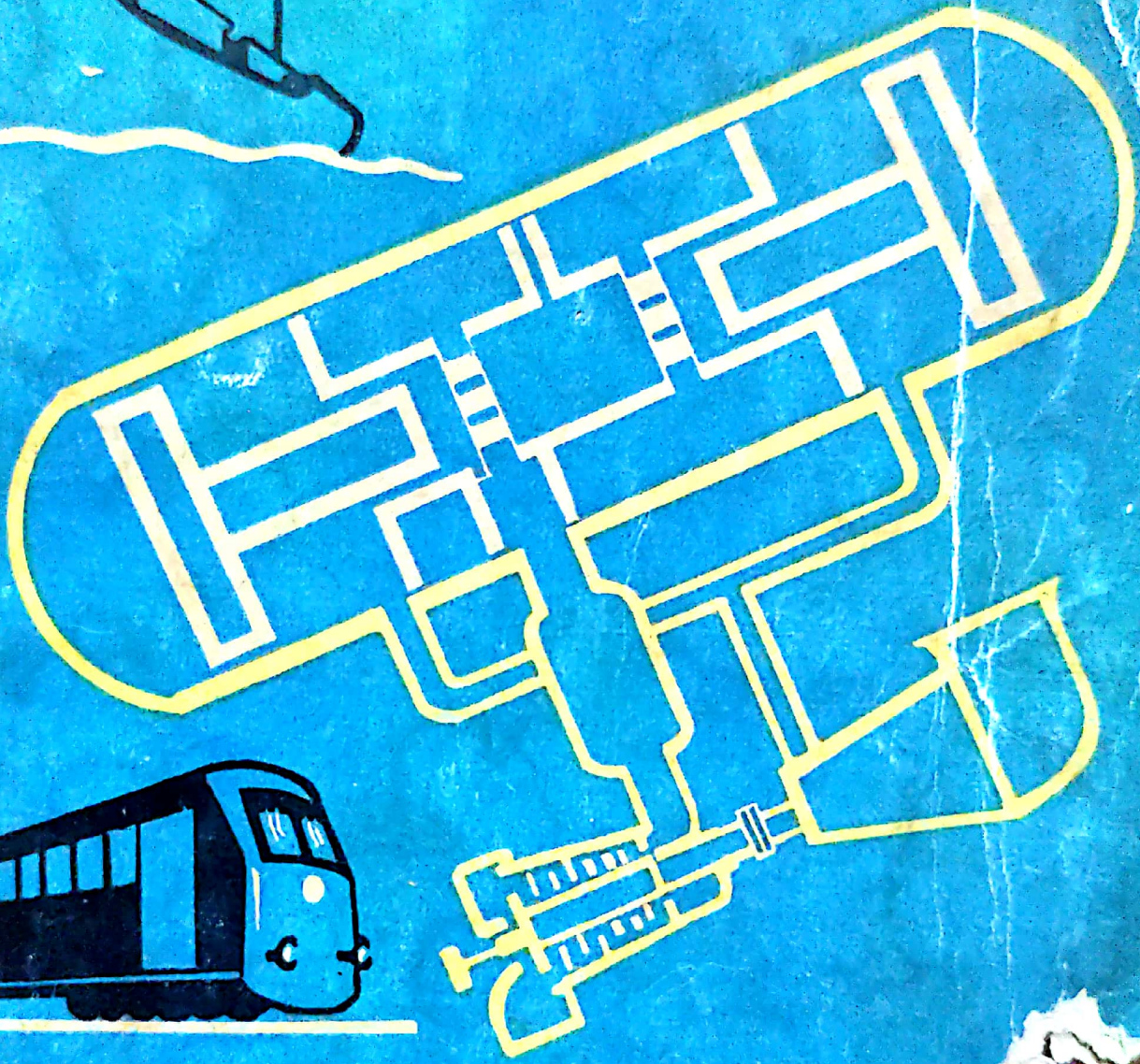
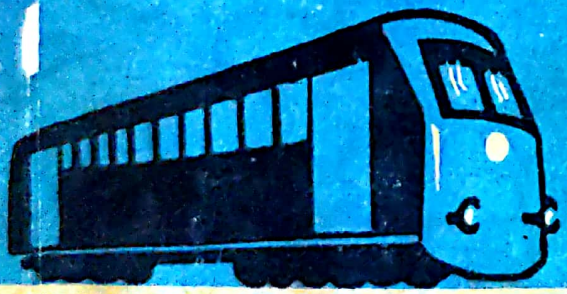
E. CERNEA





MAȘINI TERMICE CU PISTOANE LIB

Ing. EGON CERNEA

MAȘINI TERMICE CU PISTOANE LIBERE

Teoria, calculul, construcția și aplicațiile lor

Ediția a II-a

EDITURA TEHNICĂ
București — 1963

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea cuprinde noțiuni despre instalațiile de forță complexe care utilizează cilindri generatori de gaze de lucru și turbine cu gaze, denumite, pentru o exprimare mai ușoară „mașini termice cu pistoane libere". Avînd în vedere cerințele tehnice de construcție a mașinilor termice de forță, lucrarea conține toate elementele necesare cunoașterii concrete a mașinilor termice cu pistoane libere, capitolele acestei lucrări fiind înlănțuite sistematic, ținînd seama atît de necesitatea înțelegerii tuturor fenomenelor, cît și de mersul calculului și proiectării mașinii.

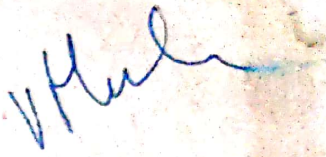
În lucrare se caută să se satisfacă toată gama cerințelor, de la studiul teoretic de analiză și pînă la îndrumările practice de proiectare a mașinilor termice cu pistoane libere.

Lucrarea este o reeditare într-o formă mult îmbunătățită. Ea se adresează cercurilor largi de ingineri și tehnicieni, mecanici și energeticieni, care se interesează de construcția acestui tip relativ nou de mașină energetică — mașina cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

Dedic această lucrare memoriei marelui termoenergetician *Traian Vuia*.

AUTORUL



PREFAȚĂ

Ritmul rapid de dezvoltare a industriei noastre socialiste și a întregii economii naționale implică o dezvoltare corespunzătoare și a sectorului termoenergetic. Se impune astfel dezvoltarea construcției unor mașini termoenergetice din ce în ce mai perfecte, din ce în ce mai avantajoase din punct de vedere economic, în pas cu tehnica cea mai nouă.

În prezent, după părerea multor specialiști, mașinile termice cu pistoane libere sînt socotite printre cele mai moderne și perfecte mașini termice.

Într-adevăr, prin combinarea avantajelor motoarelor Diesel și ale turbinelor obișnuite cu gaze, mașinile termice cu pistoane libere reprezintă mijlocul cel mai indicat pentru propulsia navelor, constituind, în multe cazuri, și o foarte avantajoasă sursă energetică pentru centralele termice. Utilizarea pe o scară din ce în ce mai largă a acestor mașini la stațiile de pompare și stațiile de compresoare, precum și aplicarea recentă a lor la propulsia locomotivelor, a autovehiculelor și a tractoarelor face necesară studierea cu cea mai mare atenție a acestui nou tip de mașini termice.

Cu toată simplitatea constructivă a acestor mașini, procesele termoenergetice care au loc în ele sînt foarte complexe, cerînd să fie bine aprofundate spre a se putea obține rezultatele optime în exploatare.

Cercuri cît mai largi de ingineri și tehnicieni din specialitatea motoarelor termice trebuie să aibă posibilitatea să se documenteze în ceea ce privește specificul acestor mașini.

În literatura tehnică de specialitate lipsea o carte care să descrie amănunțit mașinile termice cu pistoane libere și să dea totodată indicații pentru calculul, construcția și exploatarea lor.

O primă lucrare, ediția I, publicată de Editura tehnică [illegible]iu. începutul anului 1960, urmărea să umple acest gol. Epuizar[illegible]

acesteia a făcut necesară ediția a II-a, bineînțeles într-o formă mult îmbunătățită.

Pe lîngă o revizuire și îmbunătățire generală ediția de față este completată cu un studiu mai dezvoltat al sistemelor de injecție folosite la mașinile termice cu pistoane libere. Ciclul mixt gaze-abur cu pistoane libere este de asemenea mai dezvoltat.

De cea mai mare importanță este însă completarea lucrării cu un exemplu de calcul amănunțit, care indică în mod concret metoda după care poate fi condus calculul de proiectare al mașinilor termice cu pistoane libere. În încheiere, prezentarea celor mai noi realizări la nivel mondial constituie o exemplificare a posibilităților de aplicație a mașinilor termice cu pistoane libere, care poate servi ca sursă utilă de documentare.

În această lucrare s-a căutat de asemenea să se prezinte toate problemele legate de o cunoaștere temeinică a mașinilor termice cu pistoane libere, evitîndu-se, pe cît posibil, folosirea unor metode analitice prea abstracte pentru anumite fenomene complexe, specifice acestor mașini. În general s-au folosit metodele mixte grafo-analitice, care permit o urmărire clară a fenomenelor și obținerea unor rezultate sigure și apropiate de realitate. Această metodă a fost extinsă și asupra studiului proceselor de injecție.

Prin publicarea acestei lucrări autorul consideră că se aduce o contribuție modestă la dezvoltarea tehnicii noi în domeniul mașinilor termice.

Autorul își exprimă anticipat recunoștința pentru eventualele sugestii și observații critice menite a îmbunătăți lucrarea de față, mulțumind totodată pe această cale tuturor acelora care prin sfatul lor au contribuit la îmbunătățirea ei față de ediția anterioară.

AUTORUL

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE

După cum se știe, procesele de transformare termoenergetice care au loc în mașinile termice de forță pot fi împărțite în două trepte. Procesul de lucru parcurge întîi o treaptă care corespunde arderii combustibilului și preparării agentului motor (a mediului de lucru), indiferent dacă obținerea lucrului mecanic din căldura de ardere a combustibilului are loc indirect, prin intermediul aburului sau — cum este numit impropriu — direct, prin intermediul gazelor calde rezultate din procesul de ardere. Treapta a doua, în care se produce transformarea cantității de căldură disponibilă procesului de lucru în lucru mecanic util, poate fi numită treapta termomecanică a procesului total de transformare.

Aceste trepte prezintă anumite deosebiri, la diferitele mașini termice de forță.

Astfel, la instalațiile de forță cu abur, prima treaptă — procesul de ardere și de preparare a agentului motor — are loc în instalația de cazane de abur. În focarul instalației de cazane se produce transformarea energiei potențiale chimice a combustibilului în energie calorică prin procesul de ardere. Prin transmiterea acestei energii apei din instalația de cazane se realizează procesul de preparare a agentului motor (a aburului). Această treaptă are loc în instalațiile de cazane cu un randament relativ mic și cu o cheltuială mare de material și de spațiu (instalație de cazane). În acest caz, transformarea energiei termice conținute în abur și pusă la dispoziția ciclului, în energie mecanică utilă la arborele mașinii, se produce în mașina propriu-zisă de forță a instalației cu abur (mașină cu piston sau turbină cu abur). Această treaptă poate fi realizată avantajos numai prin utilizarea turbinelor cu abur. În cazul mașinilor cu abur cu piston, ea reiese mult mai dezavantajos, din cauza ambielajului greu și care reclamă mult spațiu.

Scanned with OKEN Scanner

La instalațiile de turbine cu gaze obișnuite, procesul de ardere și de preparare a agentului motor se realizează în camerele de ardere; și în acest caz, randamentul procesului de preparare a gazelor de lucru este relativ mic, cu toată solicitarea termică mare a camerelor de ardere. Treapta termomecanică a procesului de transformare are loc avantajos în turbina propriu-zisă cu gaze, în ce privește dimensiunile și caracteristicile funcționale. Fenomenele apar, în acest caz, mai complicate, căci o parte din lucrul mecanic produs de turbină este utilizată la prepararea gazelor de lucru.

Procesul de lucru care are loc în motoarele cu autoaprindere se deosebește simțitor de cele citate anterior. În cazul motoarelor cu autoaprindere, arderea și prepararea agentului motor au loc în spațiul mic al cilindrului motor, în condițiile cele mai avantajoase. În schimb, pentru producerea lucrului mecanic util se folosește un ambielaj complicat și care reclamă mult spațiu asemănător celui al mașinilor cu abur cu piston.

Din aceste scurte relatări rezultă că cea mai avantajoasă formă a primei trepte de transformare are loc în cilindrul motorului cu autoaprindere, pe cînd a doua treaptă se realizează în condițiile cele mai avantajoase la turbinele cu gaze.

În tendința de a obține cele mai avantajoase proporții între investiția tehnico-economică și energia utilă realizată, s-a combinat treapta avantajoasă de ardere a motorului cu autoaprindere cu treapta avantajoasă termomecanică a turbinei cu gaze, dînd astfel naștere unei noi forme de mașină termică de forță, mașina termică cu pistoane libere.

O instalație termică cu pistoane libere se compune dintr-un generator de gaze cu pistoane libere și dintr-o mașină propriu-zisă de forță (de obicei o turbină cu gaze).

Fără a intra deocamdată în amănuntele constructive și funcționale, modul de funcționare a mașinii termice cu pistoane libere poate fi prezentat în felul următor.

Generatorul de gaze de lucru cuprinde un cilindru motor, situat între doi cilindri compresori. În acești cilindri se găsesc pistoane etajate, care se pot mișca liber (nearticulate cu alte piese), ale căror trepte motoare și de compresiune sînt legate rigid între ele.

În cilindrul motor are loc un ciclu ca la motoarele cu autoaprindere în doi timpi cu înaltă supraalimentare (uneori au fost propuse și cicluri în patru timpi).

Scanned with OKEN Scanner

Datorită energiei termice dezvoltate în cilindrul motor, care acționează asupra treptelor motoare ale pistoanelor libere, sînt puse în mișcare și treptele de compresiune. Prin aceasta se produce aer comprimat, care se scurge întîi prin cilindrul motor, realizînd baleiajul acestuia. În colectorul de evacuare, aerul de baleiaj, amestecîndu-se cu gazele de evacuare din cilindrul motor, dă naștere gazelor de lucru.

Prima treaptă a procesului de transformare termoenergetică se realizează, așadar, în întregime, în generatorul de gaze cu pistoane libere și se încheie totodată în acesta.

În comparație cu instalația clasică de turbine cu gaze, generatorul de gaze cu pistoane libere corespunde camerelor de ardere, inclusiv compresorul de aer și partea de turbină care-l acționează. În capitolul următor vor fi arătate mai amănunțit deosebirile dintre aceste două generatoare de gaze de lucru, scoțînd totodată în evidență avantajele mari ale generatorului de gaze cu pistoane libere, ca reprezentînd elementul principal al instalației de forță cu pistoane libere.

Pentru a putea urmări istoricul dezvoltării mașinilor termice cu pistoane libere, trebuie să plecăm de la forme de mașini cu pistoane libere care se deosebesc fundamental de formele moderne amintite anterior și care nu pot fi privite ca fiind rezultatul unei tendințe raționale de a combina elementele cu funcționare avantajoasă ale motoarelor cu piston cu cele ale turbinelor cu gaze. Ele reprezintă, aproape fără excepție, propuneri prin care se încearcă eliminarea ambielajului prin introducerea unor pistoane cu mișcare liberă, menite să dea naștere unui fluid motor, destinat să acționeze de obicei asupra unor turbine. Astfel de propuneri se găsesc în mare număr în literatura mondială a brevetelor de invenții; dintre acestea vor fi amintite numai cîteva mai reprezentative și care se apropie mai mult de principiul mașinilor cu pistoane libere moderne.

Întrucît între compresoarele cu pistoane libere și generatoarele de gaze cu pistoane libere cu rol energetic nu există o mare deosebire principială, se va ține seamă de istoricul dezvoltării ambelor forme constructive de mașini cu pistoane libere.

Formele de dezvoltare a mașinilor cu pistoane libere pot fi împărțite în mașini cu pistoane libere solide și mașini care folosesc drept pistoane libere mase de apă oscilante.

Scanned with OKEN Scanner

Ca reprezentant al uneia dintre primele mașini cu pistoane libere avînd piston solid poate fi amintită propunerea lui Braun (1899), care reprezintă totodată o instalație combinată de turbină cu aer și cu gaze.

În fig. 1 este reprezentat pistonul etajat *1* cu mișcare liberă, al cărui spațiu gol *2* servește drept spațiu de ardere, în care combustibilul este introdus prin intermediul aerului com-

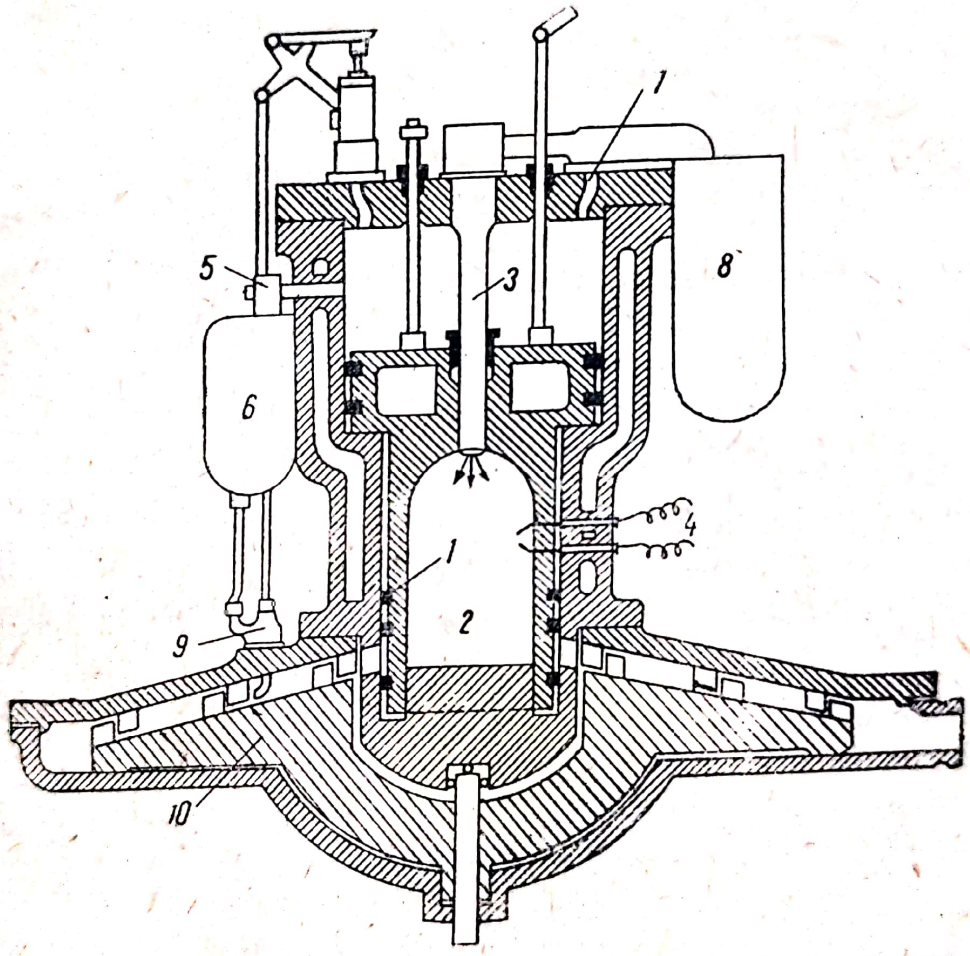


Fig. 1. Instalația combinată de turbină cu aer și turbină cu gaze a lui Braun.

primat prin conducta *3* și apoi ars. Aprinderea amestecului se realizează cu ajutorul dispozitivului *4*. În timpul cursei ascendente a pistonului liber, aerul este comprimat deasupra acestuia și e refulat prin canalele *5* și *7* în rezervoarele *6* și *8*. Cursa ascendentă a pistonului permite totodată gazelor de ardere accesul la turbina *10*. Prin deschiderea supapei *9* poate fi introdus de asemenea aer comprimat, din rezervorul *6*, în

roata de turbină. Aerul comprimat din rezervorul *8* servește la prepararea amestecului din spațiul de ardere.

La această formă nu poate fi deci vorba despre o preparare rațională a gazului de lucru în genul mașinilor cu pistoane libere moderne.

Un alt exemplu de mașină cu pistoane libere este redat în fig. 2. La această mașină, la care generatorul de gaze a fost

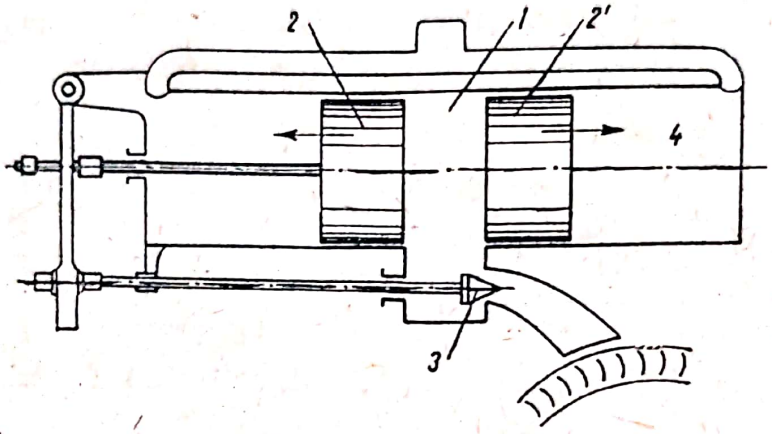


Fig. 2. Generatorul de gaze a lui Freitag și Baumann.

numit cameră de ardere, spațiul de ardere *4* cuprinde două pistoane libere opuse *2* și *2'*, în vederea echilibrării maselor. În spațiul de ardere *1* se introduce amestec comprimat de la o unitate alăturată. După aprinderea amestecului, pistoanele se depărtează și comprimă aerul din spațiile *4* ale cilindrului, pregătindu-se astfel amestecul carburant necesar cilindrului alăturat. Spre sfîrșitul cursei pistoanelor libere către exterior se acționează supapa *3*, prin intermediul unei tije de comandă, făcînd posibilă scurgerea gazelor de ardere printr-un ajutaj spre roata de turbină.

Ca reprezentant principal al mașinilor cu pistoane libere, avînd drept pistoane libere mase de apă oscilante, poate fi citată pompa de gaze Humphrey. Această pompă cu piston pendular lichid a luat naștere funcționînd întîi în patru timpi, urmînd ca mai tîrziu să se dezvolte cunoscuta formă a pompei de gaze Humphrey în doi timpi.

În fig. 3 este reprezentată pompa Humphrey în patru timpi. Principiul de funcționare al acestei pompe este următorul. Amestecul carburant, care se găsește în brațul *I* deasupra nivelului apei, este aprins și, în timpul destinderii sale, împinge pistonul lichid în brațul *II*.

În timpul destinderii gazului se realizează baleiajul parțial al spațiului din brațul *I* cu ajutorul aerului comprimat. În același timp se comprimă aerul din brațul *II* și se refulează aer

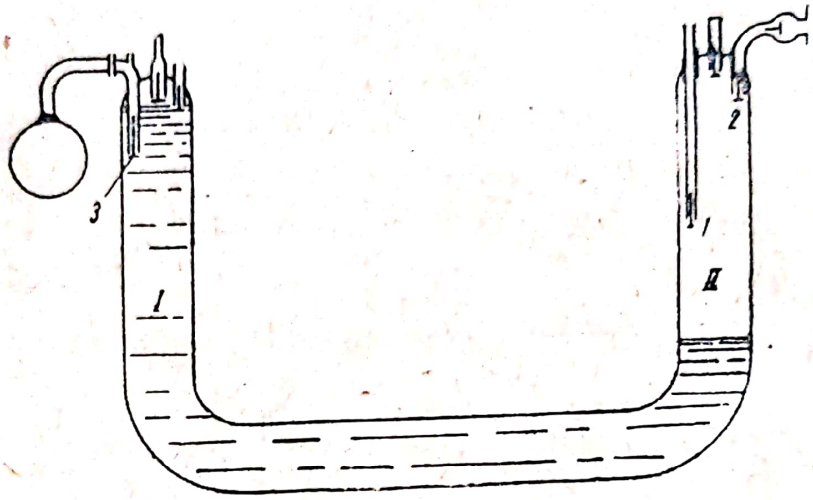


Fig. 3. Pompa de gaze Humphrey funcționînd în patru timpi.

în două rezervoare prin supapele *1* și *2*, sub presiuni diferite. Deasupra supapei *2* ia naștere o pernă elastică de aer, care înmagazinează, prin comprimarea sa, energia necesară rearunării pistonului liber lichid. Prin aceasta se produce în *I* evacuarea gazelor de ardere și, în continuare, formarea unei perne elastice de gaz deasupra supapei *3*, prin intermediul căreia poate fi realizată o nouă oscilare a coloanei de lichid spre *II*. Urmează aspirația amestecului carburant în *I* și comspresiunea acestuia în timpul întoarcerii mișcării pistonului lichid. După aprinderea amestecului începe un nou ciclu funcțional.

Din exemplul de mai sus, deși se folosește un piston liber lichid, rezultă că modul de lucru în patru timpi este realizabil la mașinile cu pistoane libere.

Modul de lucru al pompei de gaze Humphrey în doi timpi rezultă din fig. 4. Nu dăm descrierea acestei forme, întrucît ea ar depăși cadrul lucrării, modul de lucru fiind de altfel cunoscut din alte descrieri.

O funcționare asemănătoare poate fi realizată și cu un piston solid, ceea ce se confirmă prin faptul, că printr-o slabă alimentare cu combustibil a motoarelor monocilindrice în doi timpi cu cap incandescent se poate obține timp îndelungat o pendulare a ambielajului fără depășirea punctului mort inte-

rior. Este lesne de înțeles că forma monocilindrică cu ambielaj pendular (fig. 5, *a*) este echivalentă, din punct de vedere funcțional, cu forma cu pistoane libere cu acțiune dublă (fig. 5, *b*).

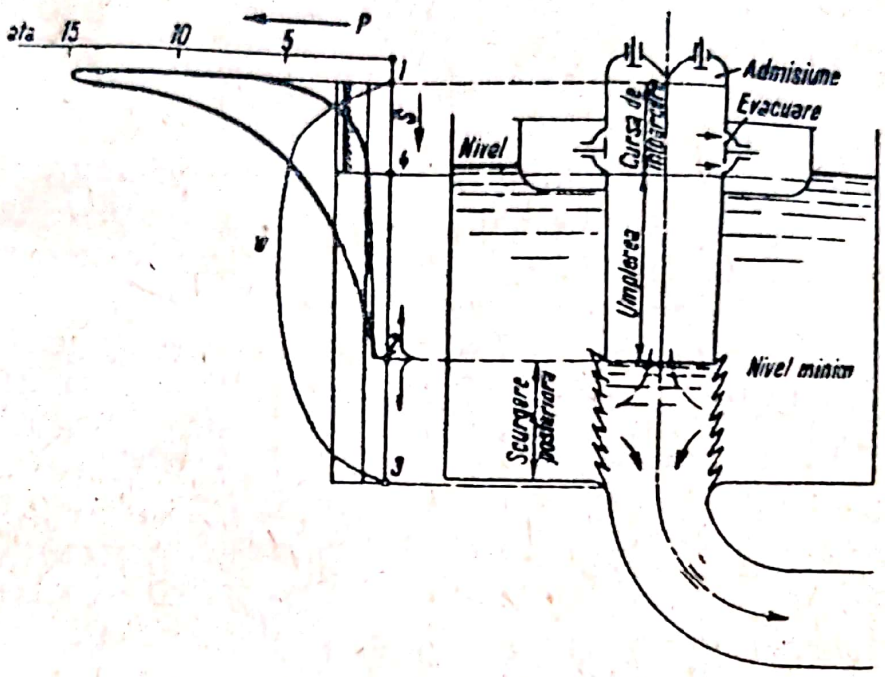
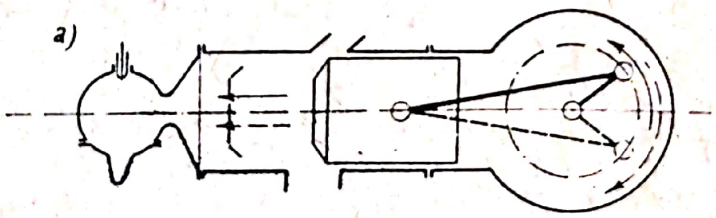
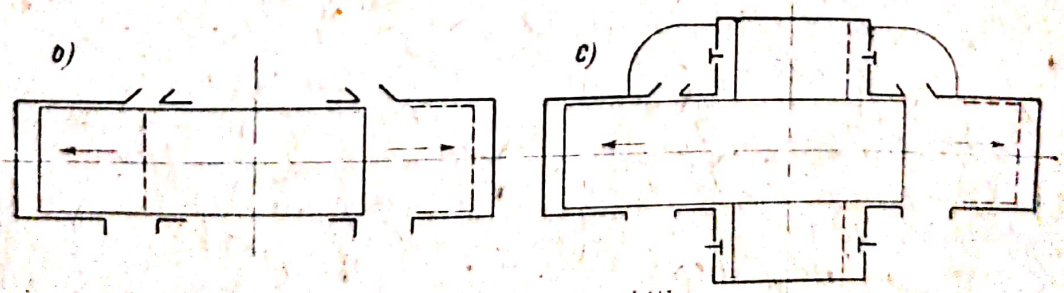


Fig. 4. Pompa de gaze Humphrey funcționînd în doi timpi.

Pendularea în sus a manetonului (fig. 5, *a*) poate fi comparată, de exemplu, cu deplasarea pistonului liber spre stînga



Ambielaj în regim oscilant al unui motor cu cap incandescent



Mașină cu pistoane libere cu acțiune dublă

Fig. 5. Analogia acțiunii duble.

(fig. 5, *b*), pe cînd pendularea în jos ar corespunde deplasării spre dreapta a pistonului liber. De la forma din fig. 5, *b* la forma din fig. 5, *c*, cu o treaptă intermediară de compresiune în vederea măririi debitului aerului de baleiaj și a producerii de gaze de lucru, nu este decît un pas mic.

Ca primă execuție a mașinilor cu pistoane libere (compresoare cu pistoane libere), care a atins un stadiu de maturitate industrială și și-a menținut forma aproape integral pînă în prezent, poate fi indicat compresorul de aer cu pistoane libere Junkers (1911). Întrucît descrierea acestei mașini se găsește în multe lucrări, nu va mai fi prezentată aici.

Stabilirea efectivă a formei constructive a mașinilor termice cu pistoane libere, care să corespundă cerințelor funcționale raționale expuse la începutul lucrării, a avut loc abia în ultimul deceniu.

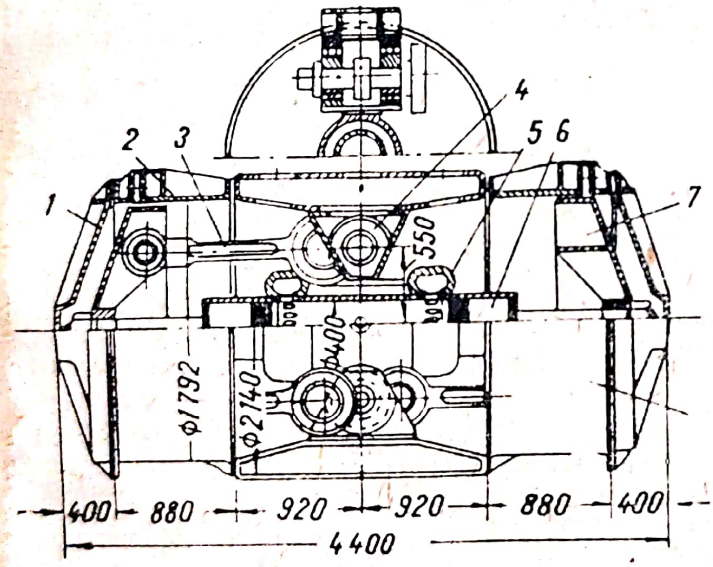


Fig. 6. Generatorul de gaze cu pistoane libere a lui Lontkevici:

1 — capul cilindrului compresor; *2* — cilindrul compresor; *3* — biele de sincronizare; *4* — suportul mansoanelor de sincronizare; *5* — colector de evacuare; *6* — treapta motoare a pistonului liber; *7* — treapta compresoare a pistonului liber.

Deși principiul de lucru al mașinilor cu pistoane libere a fost cunoscut de mai mult timp — bineînțeles într-o formă nematură — după cum rezultă din exemplele citate, abia după primul război mondial (în 1922) inginerul Pescara a obținut brevetul pentru tipul său de generator de gaze cu pistoane libere. Inginerul rus Lontkevici a dezvoltat, cam în același timp (1922—1923), independent de forma de mai sus, de asemenea un generator de gaze cu pistoane libere (fig. 6).

Acest tip de generator se deosebește de tipul anterior prin faptul că mișcarea de întoarcere a pistoanelor libere nu are loc datorită rearuncării prin perne de aer, ci prin intermediul lucrului de destindere a aerului rămas în spațiile vătămă-

toare ale cilindrilor compresori. Mașina Lontkevici pare să fi fost proiectată pentru debite mari de gaze, însă la presiuni mici, după cum rezultă din raportul mare $D_C/D_M \approx 4{,}5$. D_C reprezintă diametrul cilindrului compresor, iar D_M — cel al cilindrului motor. De asemenea, mașina Lontkevici era destinată să funcționeze cu limitarea cursei maxime prin biele de sincronizare puternice.

În R. P. Polonă s-au ocupat de problema mașinilor termice cu pistoane libere, din anul 1929 pînă la izbucnirea celui de-al doilea război mondial, prof. Witkiewicz și ing. Wicinski.

O instalație termică cu pistoane libere diferită de celelalte este cea dezvoltată de uzinele Sulzer, folosind trei generatoare cu pistoane libere și totalizînd o putere de 6 000 CP. Această instalație, care a funcționat conform schemei din fig. 7, a folosit, pentru mișcarea de întoarcere a pistoanelor libere, aer comprimat produs de un turbocompresor *10*, antrenat de o turbină specială acționată de gazele de lucru. Aerul comprimat este introdus în spațiile exterioare ale cilindrilor compresori, provocînd apropierea celor două pistoane libere (cursa de compresiune din cilindrul motor). Rezultatele funcționării acestei instalații nefiind satisfăcătoare, această formă a fost abandonată, firma Sulzer dedicîndu-se instalațiilor clasice de turbine cu gaze.

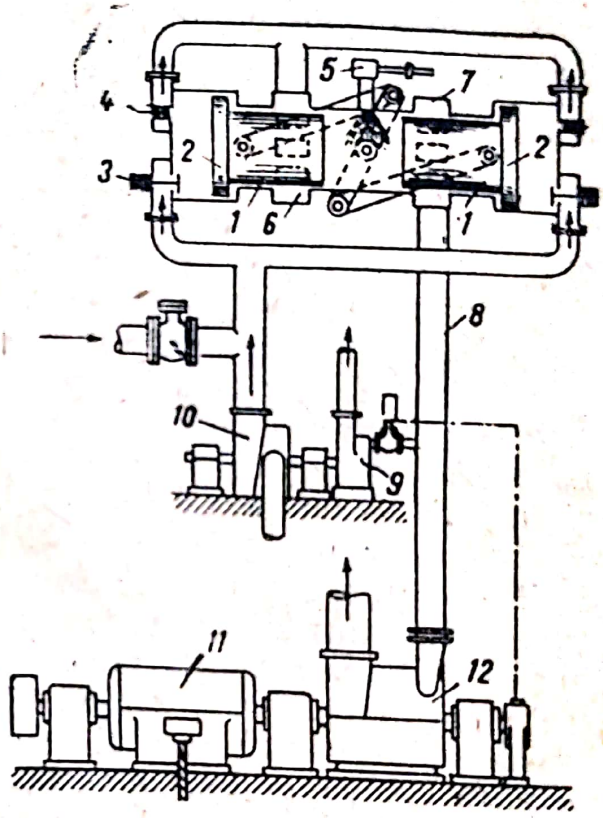


Fig. 7. Instalația termică de forță cu pistoane libere Sulzer:

1 — treapta motoare a pistoanelor libere; *2* — treapta compresoare; *3* — supapa de admisiune; *4* — supapa de refulare; *5* — injector; *6* — orificii de baleiaj; *7* — orificii de evacuare; *8* — țeava de evacuare; *9* — turbina de supraalimentare; *10* — compresorul de supraalimentare; *11* — generatorul electric; *12* — turbina cu gaze.

Cel mai cunoscut tip de generator de gaze cu pistoane libere este tipul Pescara, folosit în centralele electrice, în stații de pompare, cum și la propulsia navelor, a locomotivelor și chiar a autovehiculelor.

O deosebită importanță se dă mașinilor termice cu pistoane libere în Uniunea Sovietică. În partea a treia a lucrării de față sînt expuse aplicațiile mașinilor termice cu pistoane libere la propulsia navelor și a locomotivelor în Uniunea Sovietică, unde se pune mare accent pe construcția unor mașini termice eficiente și moderne.

Este interesant de semnalat că, încă înaintea stabilirii unor tipuri utilizabile de mașini termice cu pistoane libere, a fost recomandat deseori un procedeu cu gaze de lucru, care folosea un compresor de aer acționat de un motor cu autoaprindere a cărui întreagă putere a fost consumată pentru producerea aerului comprimat. Aerul comprimat, după efectuarea baleiajului cilindrilor motorului cu autoaprindere, se amesteca cu gazele de evacuare ale motorului, dînd naștere în colectorul de evacuare gazelor de lucru, care se destindeau apoi în turbina cu gaze, producînd la arborele acesteia lucrul mecanic util. După cum se vede, procedeul cu gaze de lucru amintit urmărea combinarea treptelor termoenergetice avantajoase ale motorului cu autoaprindere și ale turbinei cu gaze, întocmai ca la mașinile termice cu pistoane libere. În schimb a fost menținută forma constructivă complicată, scumpă și voluminoasă, atît a motorului cu autoaprindere, cît și a compresorului de aer cu ambielaj. Din această cauză, generatoarele de gaze de lucru folosind grupuri Dieselcompresoare normale nu mai pot fi socotite în prezent ca avantajoase din punct de vedere tehnico-economic. În schimb, un alt tip — cel al mașinilor cu pistoane semilibere — mai este uneori propus. La aceste mașini, pistoanele nu sînt complet libere, ca la mașinile cu pistoane libere, ci sînt legate între ele prin biele în așa fel, încît să poată efectua numai mișcări de pendulare cu limitarea curselor maxime ale pistoanelor. Datorită acestor biele și manivele rigide, mașinile cu pistoane semilibere se deosebesc principial și constructiv foarte puțin de motoarele cu autoaprindere prinpriu-zise, avînd contrapistoane și leviere oscilante (Sulzer etc.). Limitarea cursei pistoanelor prin biele oscilante ca măsură de siguranță nu este recomandabilă, ea lipsind mașina de avantajul funcționării sub cursă variabilă.

Scanned with OKEN Scanner

PARTEA ÎNTÎI

STUDIUL TERMO-ENERGETIC AL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

I. NOȚIUNI GENERALE DE BAZĂ

1. Avantajele și dezavantajele mașinilor termice cu pistoane libere

În cele ce urmează vor fi prezentate avantajele mașinilor termice cu pistoane libere față de motoarele cu autoaprindere (Diesel) și de instalațiile obișnuite de turbine cu gaze.

Avantajele mașinilor termice cu pistoane libere

Față de motoarele cu autoaprindere, mașinile termice cu pistoane libere prezintă următoarele avantaje:

a. Preț de fabricație mai mic.

b. Construcție puțin voluminoasă, care permite montajul în spații mai reduse decît la motoarele cu autoaprindere de aceeași putere.

c. Independență pronunțată în dispoziția elementelor care constituie o instalație termică cu pistoane libere. Dispoziția generatoarelor de gaze cu pistoane libere și a turbinei se poate face foarte convenabil în funcție de condițiile de spațiu existente (important mai ales pentru nave).

d. Procese de fabricație simplificate, din cauza lipsei blocului policilindric și a arborelui cotit; din aceleași motive se simplifică lucrările de montare, dispărînd lucrările dificile de centrare a ambielajului.

e. Reparațiile pot fi efectuate oprind unitățile generatoare de gaze respective fără a scoate din funcțiune întreaga instalație. Înlocuirea unui grup de pistoane libere, de exemplu, durează numai 1—2 ore.

Scanned with OKEN Scanner

f. Randamentul efectiv este echivalent cu al motoarelor cu autoaprindere moderne; deoarece însă mașinile termice cu pistoane libere se găsesc încă în faza lor inițială de dezvoltare, sînt de prevăzut încă importante progrese în dezvoltarea lor și se poate încă sconta ca printr-o dezvoltare deosebită a acestor mașini să se obțină randamente mai bune decît cele ale motoarelor cu autoaprindere, ajunse aproape la starea finală a posibilității lor de dezvoltare.

g. Avantaje ale efectului aerodinamic la transmiterea puterii prin turbină (independență funcțională relativă dintre generatorul de gaze și turbină). În cazul utilizării unor motoare pneumatice, ceea ce poate fi ușor realizat, dată fiind temperatura joasă a gazelor de lucru, există de asemenea condiții avantajoase de transmitere a energiei, asemănătoare cu mașina cu abur, eliminînd în anumită măsură necesitatea unui angrenaj respectiv ambielaj.

Față de instalațiile obișnuite cu turbine cu gaze, instalațiile termice cu pistoane libere prezintă următoarele avantaje:

a. Randament efectiv mai mare, datorită cărui fapt poate fi realizată, la instalațiile mobile (de transport), pe lîngă o economie de combustibil, și o mărire a greutății utile transportate.

b. Temperaturi mult mai joase ale gazelor de lucru la intrarea în turbină (400—500°C față de 700—900°C la turbinele obișnuite cu gaze), rezultînd posibilitatea utilizării unor materiale obișnuite pentru paletajul turbinei.

c. Acționarea mai rapidă a comenzilor la variația sarcinii decît la turbinele clasice cu gaze.

d. Reducerea cantității de gaze de lucru la aproximativ a treia parte pentru aceeași putere la turbină, datorită cărui fapt se micșorează simțitor dimensiunile conductelor de aer și de gaze, cum și ale filtrelor. În același timp se reduce și zgomotul provocat de scurgerea gazelor.

e. La aceeași putere, turbinele instalațiilor termice cu pistoane libere au dimensiuni mult mai reduse decît cele ale instalațiilor obișnuite cu turbine cu gaze, rezultînd o ușurare a posibilității de montare.

f. Ca și la motoarele cu autoaprindere, există posibilitatea ca, în cazul puterilor mai mari, unde se utilizează mai multe unități generatoare de gaze, pe lîngă libertatea dispoziției unităților generatoare, anumite unități să fie scoase în

Scanned with OKEN Scanner

scopul unor reparații, fără să se influențeze apreciabil întreaga instalație în funcționarea ei. La instalațiile obișnuite de turbine cu gaze, această libertate nu există în aceeași măsură, din cauza înlănțuirii constructive și funcționale dintre elementul producător de putere (turbină) și cel pregătitor al gazelor de lucru.

Explicația acestui mod avantajos de funcționare a instalațiilor termice cu pistoane libere poate fi prezentată amănunțit și ușor de înțeles în modul următor.

Atît instalația de forță cu pistoane libere, cît și cea obișnuită cu turbină cu gaze posedă o parte generatoare de gaze de lucru, în care energia chimică a combustibilului este transformată în energie termică și în care are loc înzestrarea amestecului gazelor de lucru cu o energie potențială, respectiv cinetică, corespunzătoare, precum și o parte care debitează putere, în care are loc transformarea entalpiei disponibile a gazelor de lucru în energia mecanică de la arborele mașinii propriu-zise de forță (în mod obișnuit turbină).

Explicația căutată poate fi găsită aproape în întregime în deosebirea principială între prepararea gazelor de lucru în cele două instalații.

În cazul instalației obișnuite cu turbină cu gaze, partea generatoare de gaze de lucru cuprinde camerele de ardere și compresorul care alimentează aceste camere cu aerul necesar; la aceasta se mai adaugă și partea turbinei care servește la antrenarea compresorului. Cealaltă parte a turbinei, respectiv o altă turbină în cazul unei instalații cu doi arbori separați, preia în acest caz transformarea entalpiei disponibile a gazului de lucru în energie mecanică.

Transformarea energiei chimice a combustibilului în energie termică se produce în camerele de ardere prin arderea continuă a combustibilului sub presiune constantă. Prin aceasta pot fi atinse temperaturi pînă la circa 1 800°C. În partea de turbină destinată acționării compresorului ia naștere, din căderea disponibilă a entalpiei, lucrul mecanic de acționare a compresorului. Această treaptă parțială termomecanică se realizează prin destinderea gazelor de lucru în ajutajele turbinei cu un randament corespunzător (circa 80—85%). Întrucît materialele ajutajelor nu admit pînă în prezent temperaturi mai înalte decît 700—800°C, temperatura gazelor de lucru trebuie coborîtă corespunzător prin amestecarea cu mari

Scanned with OKEN Scanner

cantități de aer, datorită cărui fapt apare a degradare termică accentuată a energiei gazelor de lucru prin reducerea entalpiei specifice. Dacă se urmărește drumul energiei de compresiune a aerului se poate constata că producerea aerului comprimat necesar preparării gazelor de lucru necesită o energie apreciabilă, cu atît mai mult cu cît randamentul compresorului rotativ nu este prea mare (circa 80—85%).

Randamentul mic al procesului de preparare a gazelor de lucru în instalațiile obișnuite cu turbine cu gaze este, prin urmare, o consecință a următoarelor fenomene: degradarea termică a gazelor de lucru, condiționată de nivelul termic scăzut al preparării gazelor de lucru în camerele de ardere, și înlănțuirea constructivă și funcțională a randamentelor parțiale, relativ scăzute, ale turbinii și compresorului rotativ (randamentul global al grupului turbină-compresor circa 70%).

Dacă se examinează mai departe căderea utilă a entalpiei gazelor de lucru, disponibilă pentru turbina destinată debitării de putere, se poate constata că nu reprezintă în cele din urmă decît o parte redusă (în urma scăderii căderii de entalpie necesară antrenării compresorului), care pînă la arborele turbinei suferă o nouă micșorare, prin randamentul turbinei de putere. Randamentul total al unei instalații obișnuite cu turbine cu gaze, ca raport dintre echivalentul termic al lucrului mecanic util și cel al energiei conținute în combustibilul consumat, capătă astfel o valoare redusă (circa 17%), iar debitele gazelor de lucru necesare obținerii unei anumite puteri sînt relativ mari.

Față de aceasta, la instalația termică cu pistoane libere, ambele părți funcționează relativ independent și neinfluențate una de alta, cu randamente destul de mari.

În acest caz, gazele de lucru iau naștere în felul următor: în cilindrul motor al generatorului de gaze cu pistoane libere se produce transformarea energiei chimice a combustibilului în energie termică potențială a sarjei cilindrului, prin procesul de ardere al unui ciclu Diesel în doi timpi cu înaltă supraalimentare. În același cilindru, prin destinderea sarjei, se transmite pistonului liber lucrul mecanic util, folosit apoi direct la producerea aerului comprimat în cilindrul compresor. Este ușor de înțeles că această producere a aerului comprimat se efectuează cu un randament maxim posibil, deoarece atît ciclul din cilindrul motor are loc cu randamentul mare al unui mo-

Scanned with OKEN Scanner

tor cu autoaprindere în doi timpi cu înaltă supraalimentare (circa 45%), mărit încă prin lipsa ambielajului, cît și compresiunea aerului se realizează cu randamentul mare al unui compresor cu piston, de asemenea fără ambielaj. Întreaga energie dezvoltată în cilindrul motor cu randament mare este în acest caz disponibilă pentru producerea aerului comprimat.

Entalpia aerului comprimat înregistrează apoi, într-o anumită măsură, o ridicare a valorii sale, datorită amestecării cu gazele de evacuare din cilindrul motor care, pînă la evacuare, au dezvoltat cea mai mare parte din energia mecanică în cadrul ciclului din acest cilindru. Turbina instalației cu pistoane libere, care în cazul de față are numai un rol energetic, are la dispoziție întreaga cădere de entalpie a cantității totale de gaze de lucru, cu o cheltuială minimă de combustibil.

Prin aceasta, randamentul total al instalației de forță cu pistoane libere poate atinge valori pînă la 40% (în prezent sînt atinse valori de circa 37%), care corespund celor ale motoarelor cu autoaprindere moderne.

Afirmațiile de mai sus pot fi demonstrate numeric prin exemplificarea foarte intuitivă reprezentată în fig. 8.

În exemplul citat, pentru comprimarea aerului de la 1 ata și 20°C la 4 ata (rezultînd 160°C), cu ajutorul compresorului instalației obișnuite cu turbină cu gaze, se consumă un lucru mecanic (în unități termice) $L_c=327$ kcal/s, corespunzător unei puteri $P_c=1\,860$ CP. Randamentul compresorului a fost admis $\eta_c=0{,}84$. În camera de ardere se dezvoltă prin arderea combustibilului 1 050 kcal/s. Pentru a nu obține temperaturi prea ridicate ale gazelor de lucru, aerului de ardere i se adaugă aer suplimentar, rezultînd 9,2 kg/s gaze de lucru cu o presiune de 4 ata și o temperatură de 670°C.

În partea turbinei destinată acționării compresorului, lucrînd cu un randament de 80% și dezvoltînd o putere de 1 860 CP (327 kcal/s), presiunea gazelor de lucru scade la 1,7 ata, iar temperatura, la 507°C. Cu acești parametri gazele de lucru intră în partea turbinei destinată producerii energiei. În această parte a turbinei gazele de lucru destinzîndu-se la presiunea de 1 ata, dezvoltă o energie de 176 kcal/s, corespunzător unei puteri de 1 000 CP. Raportul energiilor 176/1 050, corespunde randamentului efectiv al ciclului descris. Această valoare este $\eta_e=0{,}168$, adică 16,8%.

Scanned with OKEN Scanner

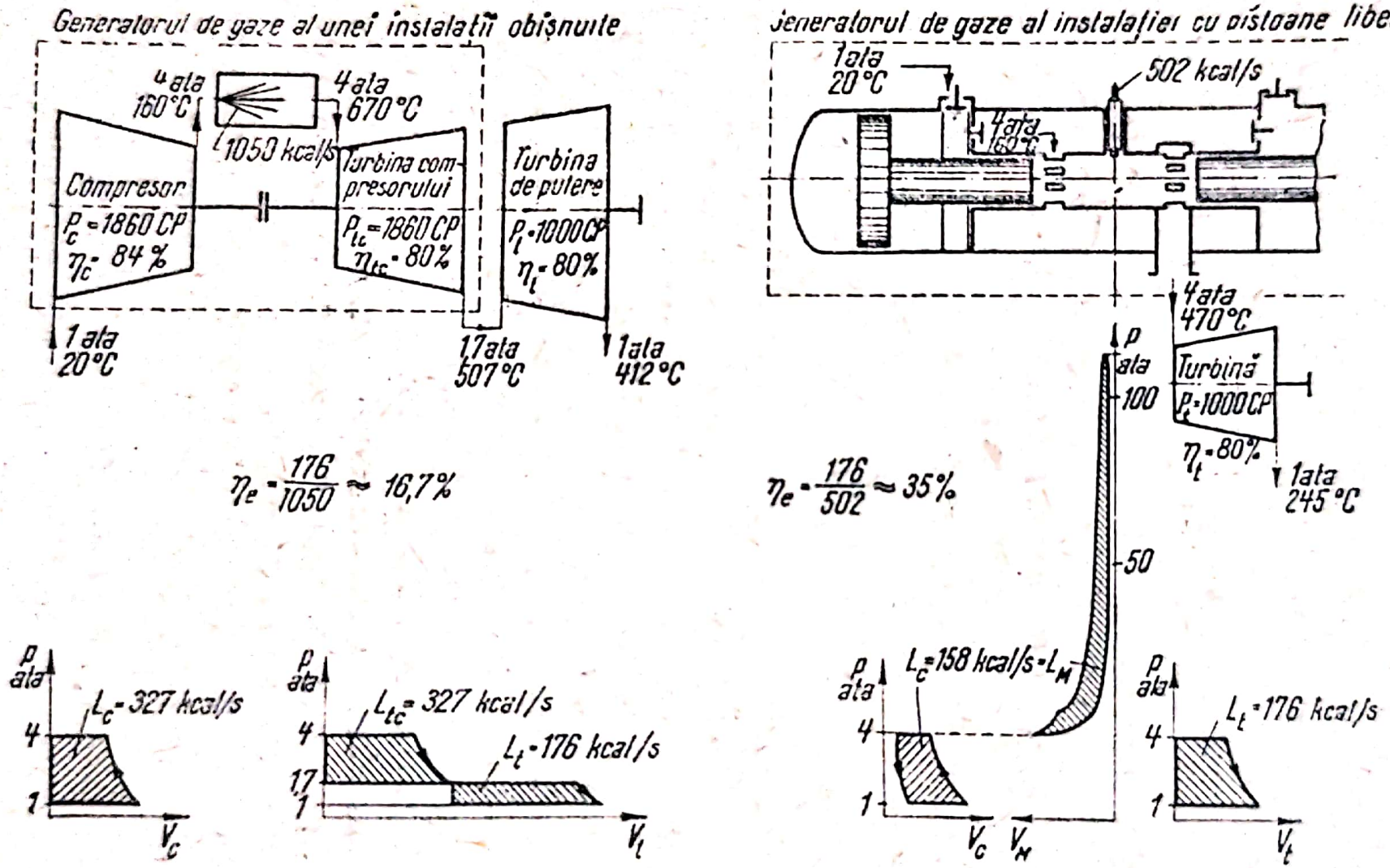


Fig. 8. Schema comparativă a ciclurilor unei instalații de forță cu turbină cu gaze obișnuită și a unei instalații de forță cu pistoane libere.

Pentru o putere debitată de 1 000 CP, dimensiunile turbinei corespund unei puteri totale de 2 860 CP.

În cazul instalației termice de forță combinate cu pistoane libere, care se compune din generatorul de gaze cu pistoane libere și turbina cu gaze, se dezvoltă în cilindrul motor, prin arderea combustibilului, o energie de 502 kcal/s. Din această energie rămîn disponibile ciclului motor 158 kcal/s, care se transmit aerului comprimat din cilindrul compresor. Partea motocompresoare a generatorului de gaze cu pistoane libere lucrează deci cu un randament $\eta = 158/502 = 0{,}315$.

Prin amestecarea aerului comprimat cu gazele arse din cilindrul motor iau naștere 3,7 kg/s gaze de lucru cu presiunea de 4 ata și temperatura de 470°C.

Prin destinderea acestor gaze în turbina de lucru se produce o energie $L_t = 176$ kcal/s, corespunzător unei puteri $P_t = 1\,000$ CP. Randamentul instalației rezultă în acest caz din raportul $176/502 = 0{,}35$, adică 35%.

Se desprinde concluzia importantă că randamentul instalației termice cu pistoane libere este de peste două ori mai mare decît al instalației obișnuite cu turbine cu gaze, în condiții egale, fără recuperare de căldură, iar pentru o mărime egală a turbinei, puterea obținută în cazul instalației cu pistoane libere este de circa trei ori mai mare. De asemenea, deosebit de importantă este constatarea că debitul gazelor de lucru la mașina cu pistoane libere este de circa trei ori mai mic decît la turbina cu gaze și cu compresor rotativ (grup clasic de turbină cu gaze), datorită cărui fapt dimensiunile turbinei și secțiunile conductelor de aer și filtrele, cum și zgomotul curgerii gazelor sînt reduse corespunzător. Afară de aceasta, datorită temperaturilor joase ale gazelor produse de generatorul cu pistoane libere, rezultă o prelungire a duratei de viață a paletajului turbinei cu gaze.

2. Clasificarea și principiul de funcționare al mașinilor termice cu pistoane libere

Mașinile termice cu pistoane libere pot funcționa principial cu acțiune simplă și cu acțiune dublă, putînd fi executate în forma constructivă cu un singur piston, respectiv cu două contrapistoane.

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 9 sînt reprezentate zece dintre posibilitățile multiple de execuție a mașinilor termice cu pistoane libere. Din examinarea acestei figuri rezultă și clasificarea mașinilor termice cu pistoane libere.

În fig. 9, *a* este reprezentată cunoscuta formă constructivă cu acțiune simplă și contrapistoane a unui generator de gaze cu pistoane libere SIGMA-Pescara. Această formă este construită în licență și de alte fabrici. Întrucît în partea a treia va urma o descriere amănunțită a acestei forme, se va insista aici numai pe scurt asupra punctelor esențiale ale modului de lucru, necesare de altfel și pentru expunerea ce va urma. Cilindrul motor este notat cu *M*. În acesta se desfășoară ciclul motor, ca la majoritatea mașinilor cu pistoane libere, după ciclul motoarelor cu autoaprindere în doi timpi cu baleiaj prin echicurent și înaltă supraalimentare. În același cilindru se mișcă treptele motoare ale celor două pistoane legate între ele printr-un dispozitiv de sincronizare. În timpul cursei spre exterior a acestor pistoane, se admite pe de o parte aer în cilindrii compresori *C*, iar pe de altă parte se comprimă aerul din pernele de aer *A*, transformîndu-se prin aceasta energia cinetică a mișcării pistoanelor în energia potențială a aerului comprimat din perne și frînînd elastic mișcarea pistoanelor. Cursa spre interior, respectiv de întoarcere a pistoanelor, este provocată prin această energie acumulată în pernele de aer. În timpul acestei curse, aerul din cilindrii *C* este comprimat, și refulat în colectorul aerului de baleiaj. În același timp are loc și compresiunea aerului din cilindrul motor. Deoarece compresiunea și refularea aerului de baleiaj se realizează în timpul cursei spre interior a pistoanelor, această formă constructivă se mai numește tipul „spre interior".

Prin amestecarea aerului de baleiaj cu gazele de evacuare din cilindrul motor iau naștere gazele de lucru, care produc, prin destinderea lor în mașina propriu-zisă de forță (de obicei turbină), lucrul mecanic util.

În fig. 9, *b* este reprezentată o formă care folosește la pistoanele etajate două trepte tampon separate, avînd diametre mici, de obicei de mărimea celor din treapta motoare, și care se mișcă în cilindrii tampon mai mici *A*. Compresiunea și refularea aerului de baleiaj, respectiv de lucru, din cilindrii compresori *C* au loc în acest caz în timpul cursei spre exterior a pistoanelor, în același timp cu compresiunea aerului în cilindrii tampon, din care cauză această formă se mai numește

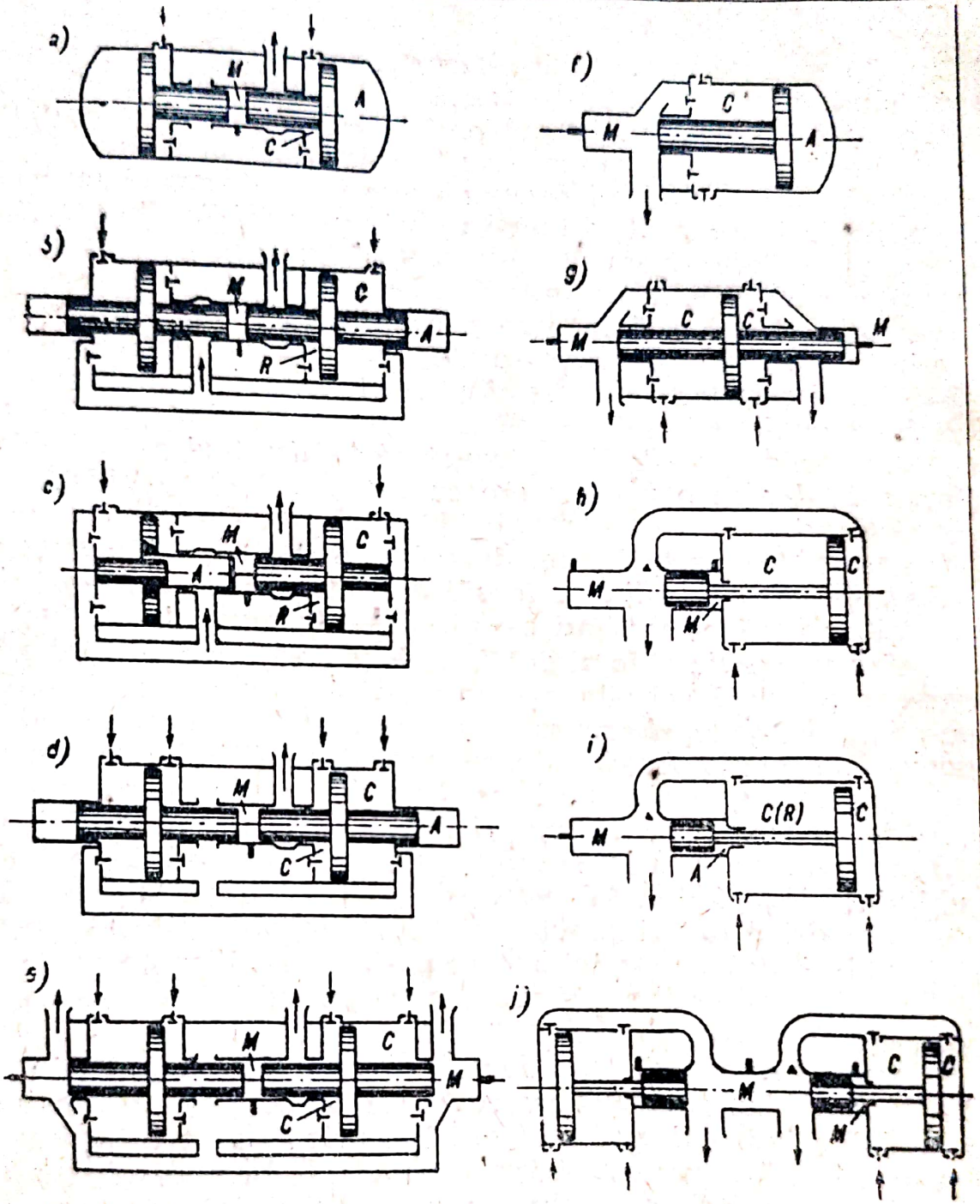


Fig. 9. Scheme de principiu ale generatoarelor de gaze, cu pistoane libere, executate și posibil de executat:

a — cu acțiune simplă, forma cu contrapistoane, tipul „spre interior"; *b* — cu acțiune simplă, forma cu contrapistoane, tipul „spre exterior"; *c* — cu acțiune simplă, forma cu contrapistoane, tipul „spre exterior", perne de aer; *d* — cu acțiune simplă, forma cu contrapistoane, compresorul cu acțiune dublă; *e* — cu acțiune dublă, forma cu contrapistoane; *f* — cu acțiune simplă, cu un singur piston; *g* — cu acțiune dublă, cu un singur piston; *h* — cu acțiune dublă, cu un singur piston cu tijă; *i* — cu acțiune simplă, cu un singur piston, cu tampon de aer (respectiv tampon-retur); *j* — cu acțiune dublă, cu contrapistoane cu tijă.

Scanned with OKEN Scanner

tipul „spre exterior". Spațiul *R* este tamponul-retur. Acest mod de lucru prezintă oarecare avantaje funcționale, ca refularea aerului de baleiaj în timpul perioadei de baleiaj și posibilitatea menținerii constante, într-o anumită măsură, a spațiului vătămător și a gradului de umplere a compresorului în cazul funcționării cu raporturi de compresiuni variabile din cilindrul motor. În schimb forma din fig. 9, *b* prezintă dezavantajele unei construcții mai complicate și mai lungi. Unele uzine au dezvoltat și o formă la care pernele de aer au fost dispuse în interiorul treptelor motoare ale pistoanelor etajate (fig. 9, *c*). Această formă însă nu pare să prezinte avantaje constructive și funcționale.

Forma constructivă reprezentată în fig. 9, *d* seamănă cu forma *b*, dar cu o funcționare cu acțiune dublă a cilindrilor compresori.

Afară de aceste forme, dintre care *a* și *b* — în special prima — găsesc utilizare largă, celelalte forme prezintă în anumite cazuri posibilități avantajoase de execuție.

Formele redate în fig. 9, *f*, *g*, *h* și *i* sînt monocilindrice, care nu prezintă echilibrarea completă a maselor, ca la cele cu contrapistoane; ele reprezintă în schimb forme constructive extrem de simple și avantajoase, care par a fi indicate pentru cele mai multe mașini utilitare. Datorită lipsei unor dispozitive de sincronizare, ele pot fi considerate drept mașini cu pistoane libere în adevăratul înțeles al cuvîntului. Trebuie subliniat aici că masele pistoanelor libere, care la mașinile monocilindrice pot fi considerate complet neechilibrate, prezintă valori mult mai mici decît masele neechilibrate ale ambielajului motoarelor obișnuite monocilindrice de aceeași putere.

Fig. 9, *f* se referă la o formă monocilindrică cu acțiune simplă, care funcționează asemenea unei jumătăți a formei *a*. Baleiajul cilindrului motor *M* are loc prin curent transversal sau prin buclă. Din cauza debitelor mari de baleiaj folosite la mașinile cu pistoane libere, rezultatul baleiajului este de obicei satisfăcător și la aceste sisteme de baleiaj. Forma *f* corespunde celei mai simple soluții de mașină cu pistoane libere pentru scopuri utilitare.

O putere aproape dublă, la o mărime egală a mașinii, poate fi realizată cu forma monocilindrică cu acțiune dublă, schematizată în fig. 9, *h*. Treapta motoare a pistonului, legată de treapta compresoare printr-o tijă de piston, lucrează ase-

menea pistoanelor de la motoarele marine în doi timpi și cu acțiune dublă. Compresiunea aerului în cilindrul motor și refularea acestuia au loc de asemenea cu acțiune dublă. Datorită acestui mod de funcționare cu acțiune dublă, dispare necesitatea spațiului-tampon întîlnit la formele cu acțiune simplă. O formă asemănătoare este redată în fig. 9, *i*. Ea funcționează în schimb cu acțiune simplă, folosind un singur spațiu motor *M*, iar drept spațiu tampon — spațiul *A* situat spre interiorul cilindrului.

Forma *g* redă de asemenea o mașină cu un singur piston, cu acțiune dublă, cu care s-a ocupat autorul inițial.

Pentru necesități mari de energie și în cazuri în care se pune preț pe o absolută echilibrare a maselor, par avantajoase formele cu contrapistoane dezvoltate simetric din formele cu un singur piston *h* și *g*.

Cu astfel de forme, reproduse în fig. 9, *j* și *e*, pot fi obținute puteri pînă la 6 000 CP pe unitatea de generator, și 10 000 CP dacă se aplică alimentarea prealabilă a cilindrului compresor. În astfel de cazuri trebuie utilizate dispozitive de sincronizare a mersului pistoanelor.

Formele constructive reprezentate în fig. 9, *h*, *j* și *e* prezintă deci cea mai mare concentrație de putere, fiind astfel indicate pentru necesitățile de putere maximă[1]).

Afară de formele menționate mai sus, pot fi utilizate și construcții la care revenirea pistonului (cursa de întoarcere) se efectuează prin destinderea aerului din spațiul vătămător al cilindrului compresor, asemenea compresoarelor de aer cu pistoane libere. Astfel de generatoare cu pistoane libere nu par să atingă însă vreo importanță pentru scopuri energetice.

În partea a treia va fi prezentată o descriere amănunțită a unora dintre formele arătate, care au putut atinge pînă în prezent o importantă dezvoltare industrială.

În fig. 10 este redată schematic o instalație de forță cu pistoane libere SIGMA GS-34, iar în fig. 11 este arătat schematic principiul de lucru al generatorului de gaze cu pistoane libere al acestei instalații.

---

[1]) Ca exemplu practic al unei instalații de forță cu pistoane libere care funcționează cu acțiune dublă poate fi citată instalația experimentală cu pistoane libere a centralei din Arrighi (Franța). Prin specificul ei constructiv, această instalație se deosebește mult de celelalte mașini cu pistoane libere și servește ca agregat al unei instalații de forță mixte gaze-abur cu performanțe înalte.

Scanned with OKEN Scanner

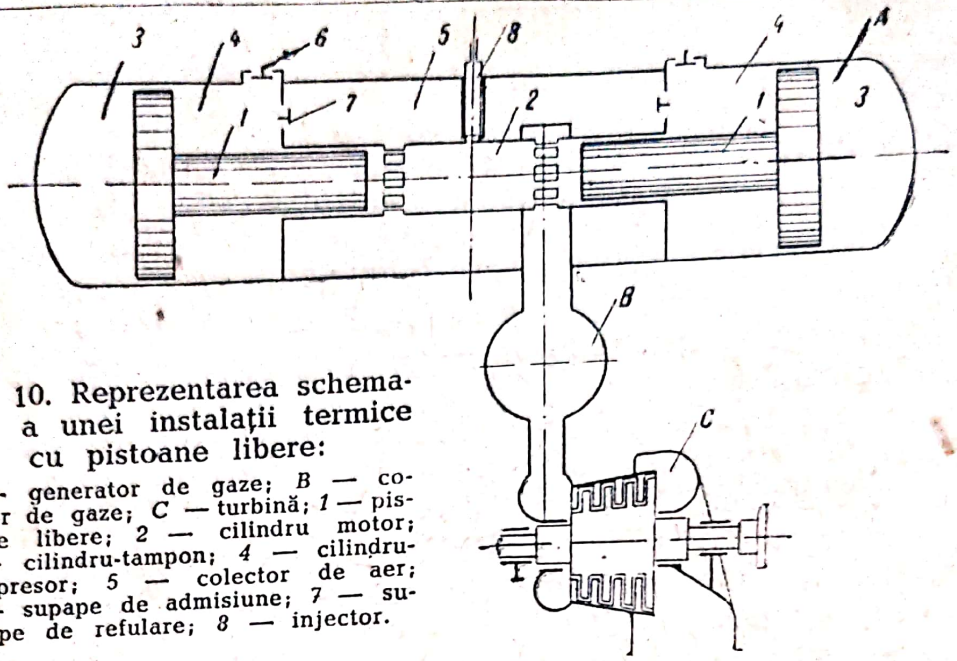
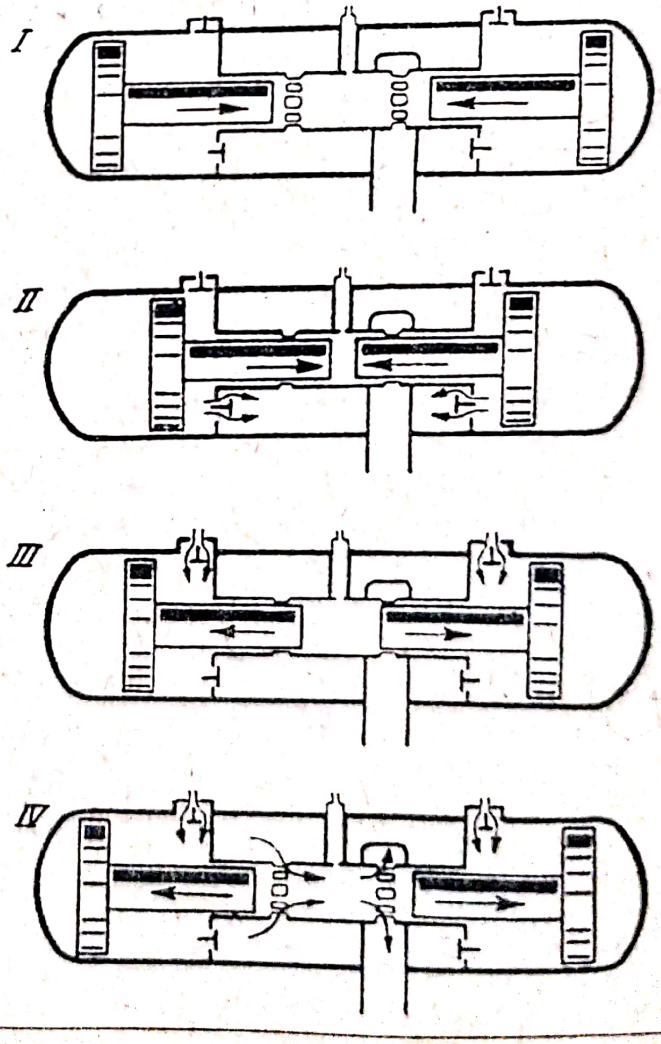


Fig. 10. Reprezentarea schematică a unei instalații termice cu pistoane libere:

A — generator de gaze; *B* — colector de gaze; *C* — turbină; *1* — pistoane libere; *2* — cilindru motor; *3* — cilindru-tampon; *4* — cilindru-compresor; *5* — colector de aer; *6* — supape de admisiune; *7* — supape de refulare; *8* — injector.

Fig. 11. Schema principiului de lucru al unui generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior".



I. Poziția de pornire

Pistoanele libere la punctul mort exterior

Aerul de pornire intră în pernele de aer

Începutul șocului de pornire

II. Sfîrșitul cursei de compresiune

Pistoanele libere la punctul mort interior

Aerul din cilindrul motor a fost mult comprimat, simultan s-a refulat aer comprimat în colectorul de baleiaj. Urmează injecția combustibilului și aprinderea acestuia.

III. Cursa de expansiune

Șarja cilindrului motor se destinde Aerul din spațiile tampon este comprimat creindu-se energia elastică de rearuncare a pistoanelor libere; simultan se face admisia aerului în cilindrii compresori.

IV. Schimbarea șarjei

Pistoanele libere la punctul mort exterior

Cilindrul motor este spălat de gazele arse prin intermediul aerului de baleiaj. Se pregătește cursa de compresiune și un ciclu nou începe.

Scanned with OKEN Scanner

II. BAZELE GENERALE DE CALCUL

1. Specificul funcțional al mașinilor termice cu pistoane libere. Desfășurarea calculului

Există o deosebire fundamentală între modul de funcționare al mașinilor termice cu pistoane libere și cel al motoarelor termice cu ambielaje, indiferent de sarcină, fie în regim permanent, fie în cel tranzitoriu. Astfel, la mașinile cu pistoane libere, mișcarea liberă a pistoanelor lipsite de orice legătură și care nu e decît rezultatul acționării unui complex de forțe asupra acestor pistoane, e susceptibilă a fi supusă influențelor unor serii de fenomene care nu ies în evidență la motoarele termice cu ambielaje. Una dintre caracteristicile principale ale mașinilor cu pistoane libere, indiferent de forma constructivă, este mișcarea pistoanelor pînă la consumarea totală a lucrului mecanic activ prin lucrul mecanic de rezistență. Aceasta este condiția de oprire a pistonului liber. Astfel, la mașinile cu pistoane libere, la fiecare cursă a pistoanelor în ambele sensuri trebuie să existe o egalitate între aceste două lucruri mecanice, spre deosebire de motoarele cu ambielaje, la care prin diferența dintre aceste două lucruri mecanice ia naștere o creștere, respectiv o scădere, a turației motorului. Variația frecvenței mișcării pistoanelor la o mașină cu pistoane libere poate fi provocată numai prin variația corespunzătoare a lucrului mecanic activ respectiv motor, al mașinii. Acest lucru mecanic, după cum s-a amintit, trebuie să fie însă egal cu lucrul mecanic rezistent în timpul fiecărei curse.

Afară de aceasta, exceptînd cazul recirculației aerului comprimat de baleiaj spre compresor și neglijînd lucrurile mecanice de pierderi prin frecări, lucrul mecanic dezvoltat în cilindrul motor trebuie să acopere de fiecare dată lucrul mecanic de compresiune.

Scanned with OKEN Scanner

Formele constructive reprezentate în fig. 9 se deosebesc prin modul lor de funcționare, respectiv prin forma de transformare a lucrului mecanic motor în lucru mecanic compresor, cum și prin diferențe în privința unor lucruri mecanice de compresiune și de destindere a compresorului, a tamponului de aer, respectiv a tamponului-retur, adecvate modului de funcționare al formei respective de mașină cu pistoane libere, și care nu reprezintă decît mijloace pentru realizarea scopului final — transformarea lucrului mecanic din cilindrul motor în lucru mecanic de compresiune și de refulare a aerului din cilindrul compresor. În consecință, formele constructive amintite prezintă de asemenea deosebiri în privința complexelor de forțe care acționează asupra pistoanelor libere.

În ce privește legile mișcării pistoanelor libere, între formele cu două contrapistoane și cele corespunzătoare cu un singur piston (fig. 9 *a* și 9 *f*, 9 *j* și 9 *h*, cum și 9 *e* și 9 *g*) nu există deosebiri însemnate. Formele cu un singur piston pot fi privite, din acest punct de vedere, ca rezultînd din înjumătățirea formelor cu două contrapistoane, permițînd astfel o reprezentare simplificată a comportării cinematice a contrapistoanelor. În schimb, formele constructive cu acțiune simplă *b*, *c* și *d* se deosebesc sensibil de forma *a*.

În fig. 12, 13 și 14 sînt redate cele trei forme principale *a*, respectiv *f* și *b*, drept forme reprezentative ale mașinilor cu acțiune simplă, și *h*, respectiv *j* — ale celor cu acțiune dublă.

În cele ce urmează vor fi lămurite legile dinamicii pistoanelor libere, fără a analiza deocamdată mersul calculului și al construcției ciclurilor motor și compresor al acestor mașini.

Din fig. 12, care redă schema de principiu a unei jumătăți din forma *a*, respectiv construcția *f*, rezultă că, în timpul cursei motoare, pistonul se găsește sub influența următoarelor forțe: forța de destindere din cilindrul motor $P_{M_d} = p_{M_d} F_M$, forța de destindere din cilindrul compresor $P_{C_d} = p_{C_d} (F_C - F_M)$ și forța de compresiune din tamponul de aer $P_{A_c} = p_{A_c} F_A$.

Se utilizează următoarele notații:

p_{M_d} — presiunea de destindere din cilindrul motor;

p_{M_c} — presiunea de compresiune din cilindrul motor;

p_{C_d} — presiunea de destindere din cilindrul compresor;

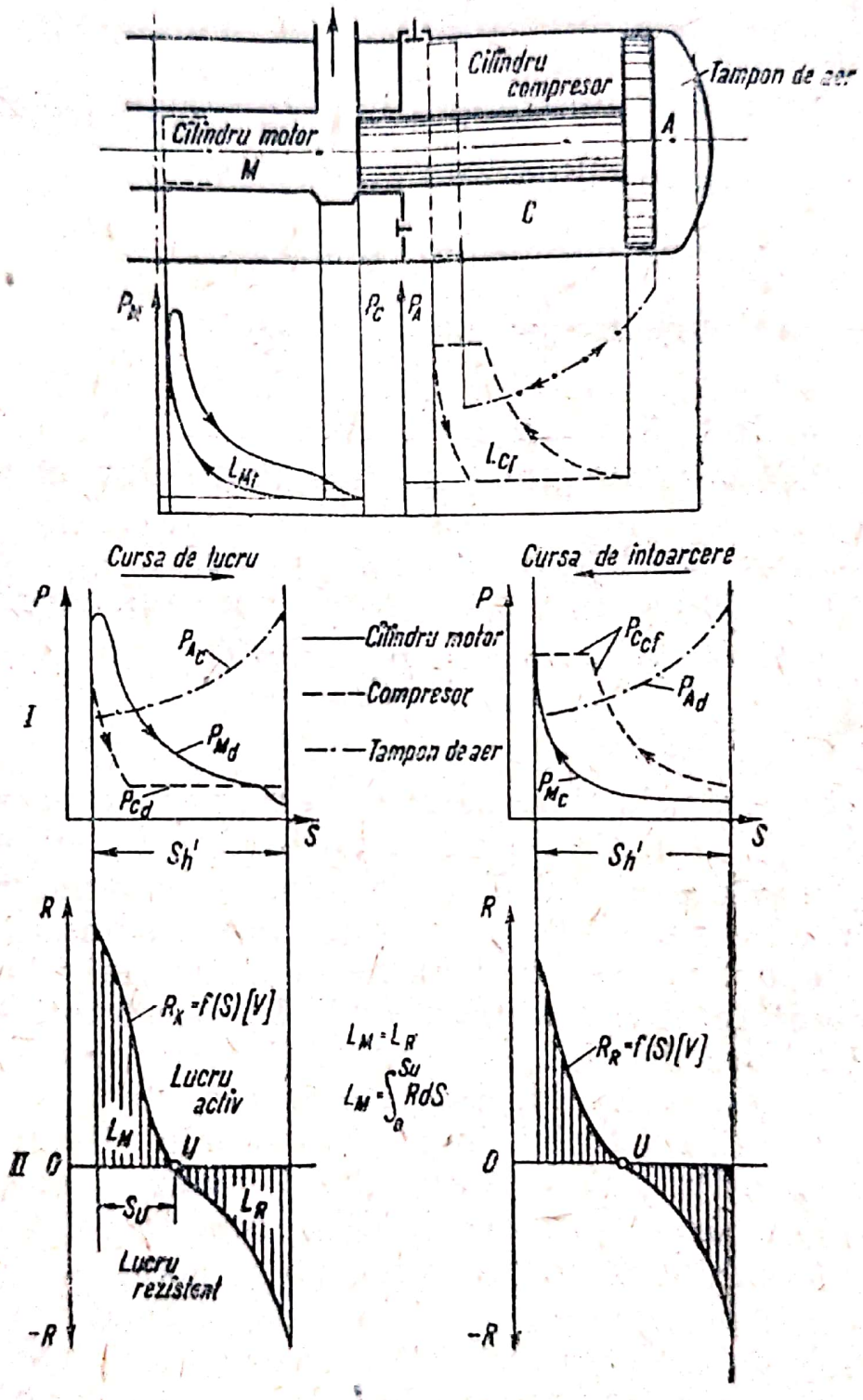


Fig. 12. Modul de lucru al tipului „spre interior" cu acțiune simplă.

$p_{C_{cf}}$ — presiunea de compresiune și de refulare din cilindrul compresor;

p_{A_d} — presiunea de destindere din tamponul de aer;

p_{A_c} — presiunea de compresiune din tamponul de aer;

F_M — secțiunea cilindrului motor;

F_C — secțiunea cilindrului compresor;

F_A — secțiunea tamponului de aer.

(În cazul de față $F_C = F_A$.)

Presiunile indicate mai sus corespund valorilor temporare variabile.

Astfel, echilibrul forțelor care acționează asupra pistonului liber în timpul cursei motoare va putea fi exprimat prin:

$$R_K = P_{M_d} + P_{C_d} - P_{A_c}. \tag{1}$$

Seria I din fig. 12 redă mersul aproximativ al celor trei forțe care intervin, în timp ce seria II reproduce mersul forței rezultante R_K în funcție de cursa pistonului. În prima parte a cursei motoare complexul R_K al forțelor corespunde unei forțe active, din care rezultă o accelerație b a pistonului conform relației $R_K = mb$, m reprezentînd masa pistonului liber. Astfel, variația rezultantei corespunde variației accelerației pistonului, însă la scară diferită. În punctul U, forța de compresiune din tamponul de aer și forța de admisiune din cilindrul compresor țin echilibrul forței de destindere din cilindrul motor. În acest punct, forța rezultantă atinge valoarea zero, accelerația pistonului încetează, ceea ce corespunde valorii maxime a vitezei pistonului liber. Începînd din punctul U are loc frînarea mișcării pistonului pînă la oprirea acestuia.

Condiția de oprire a pistonului liber corespunde condiției de egalitate dintre lucrul mecanic activ L_M și cel rezistent L_R. În seria II, suprafețele $L_M = \int_0^{S_u} R_K dS$ și $L_R = \int_{S_u}^{S_h} R_K dS$ au teoretic aceleași valori (S_u este cursa pistonului pînă în punctul U, iar S'_h este cursa totală).

Lucrul mecanic de accelerare a pistonului L_M se transformă în energia cinetică a mișcării pistonului, conform relației:

$$L_M = \frac{1}{2} m \cdot w^2_{max}.$$

În timpul cursei de întoarcere, pistonul liber este acționat de rezultanta R_R, conform relației:

$$R_R = P_{A_d} - P_{C_{cf}} - P_{M_c}, \tag{2}$$

în care:

$P_{A_d} = p_{A_d} F_A$ — reprezintă forța de destindere din tamponul de aer, $P_{C_{cf}} = P_{C_{cf}} F_C$ — forța de compresiune și de refulare a aerului din cilindrul compresor și $P_{M_c} = p_{M_c} F_C$ — forța de compresiune din cilindrul motor. Și în acest caz, lucrul mecanic activ provenit din lucrul de destindere al tamponului de aer este egal cu lucrul mecanic rezistent (din cilindrul motor și cilindrul compresor).

Relația (1) duce, prin integrarea de-a lungul căii de mișcare a pistonului, la condiția de egalitate a lucrurilor mecanice corespunzătoare:

$$\int_0^{s'_h} P_{M_d}\, dS + \int_0^{s'_h} P_{C_d}\, dS = \int_0^{s'_h} P_{A_c}\, dS,$$

întrucît $\int_0^{s'_h} R_K\, dS$ este egal cu zero.

Relația de mai sus poate fi scrisă și sub forma:

$$L_{M_d} + L_{C_d} = L_{A_c}, \tag{3}$$

care reprezintă condiția de oprire a pistonului liber în timpul cursei motoare.

De asemenea, se poate scrie pentru cursa de întoarcere:

$$\int_{s'_h}^{0} P_{A_d}\, dS = \int_{s'_h}^{0} P_{C_{cf}}\, dS + \int_{s'_h}^{0} P_{M_c}\, dS$$

sau

$$L_{A_d} = L_{C_c} + L_{M_c}, \tag{4}$$

care reprezintă condiția de oprire a pistonului liber în timpul cursei de întoarcere.

Dacă se face abstracție de pierderile prin frecări, de pierderile termice și prin neetanșeități în perna de aer și se consideră lucrul mecanic de compresiune din tamponul de aer egal cu cel corespunzător de destindere, atunci, prin adunarea relațiilor (3) și (4) și cu respectarea sensului de mișcare și a semnelor stabilite pentru întregul ciclu, se poate scrie ecuația:

$$\int_0^{S'_h} P_{M_d}\,dS - \int_{S'_h}^{0} P_{M_c}\,dS = \int_{S'_h}^{0} P_{C_{cf}}\,dS - \int_0^{S'_h} P_{C_d}\,dS \qquad (5)$$

sau

$$\oint P_M\,dS = \oint P_C\,dS. \qquad (6)$$

Această expresie arată că, în cele din urmă, în timpul unui ciclu, lucrul mecanic al ciclului motor trebuie să fie egal cu cel de compresiune și de refulare a aerului.

Dacă pierderile acestei transformări, care corespund în cea mai mare parte unor pierderi prin frecări, se exprimă prin randamentul mecanic al mașinii cu pistoane libere, relația (6) mai poate fi scrisă:

$$L_{M_i}\,\eta_m = L_{C_i}\,, \qquad (7)$$

în care L_{M_i} și L_{C_i} sînt lucrurile mecanice indicate din cilindrul motor și cel compresor.

La forma constructivă *b* cu acțiune simplă, compresiunea și refularea aerului se efectuează în timpul cursei de lucru. Din fig. 13 rezultă că lucrul mecanic de destindere din cilindrul motor, la care se adaugă și cel de destindere din cilindrul tampon-retur, este transformat în lucrul mecanic de compresiune și de refulare a aerului și în cel de compresiune din tamponul direct de aer.

În timpul cursei motoare este, așadar, valabilă relația:

$$R_K = P_{M_d} + P_{R_d} - P_{C_{cf}} - P_{A_c}\,, \qquad (8)$$

în care $P_{R_d} = p_{R_d}(F_C - F_M)$ reprezintă forța de destindere din tamponul-retur, iar $P_{A_c} = p_{A_c} F_A$ — forța de compresiune din tamponul direct de aer.

La execuțiile cunoscute ale formei *b*, de obicei F_A se adoptă egal cu F_M.

Ecuația lucrurilor mecanice este:

$$L_{M_d} + L_{R_d} = L_{C_{cf}} + L_{A_c}\,. \qquad (9)$$

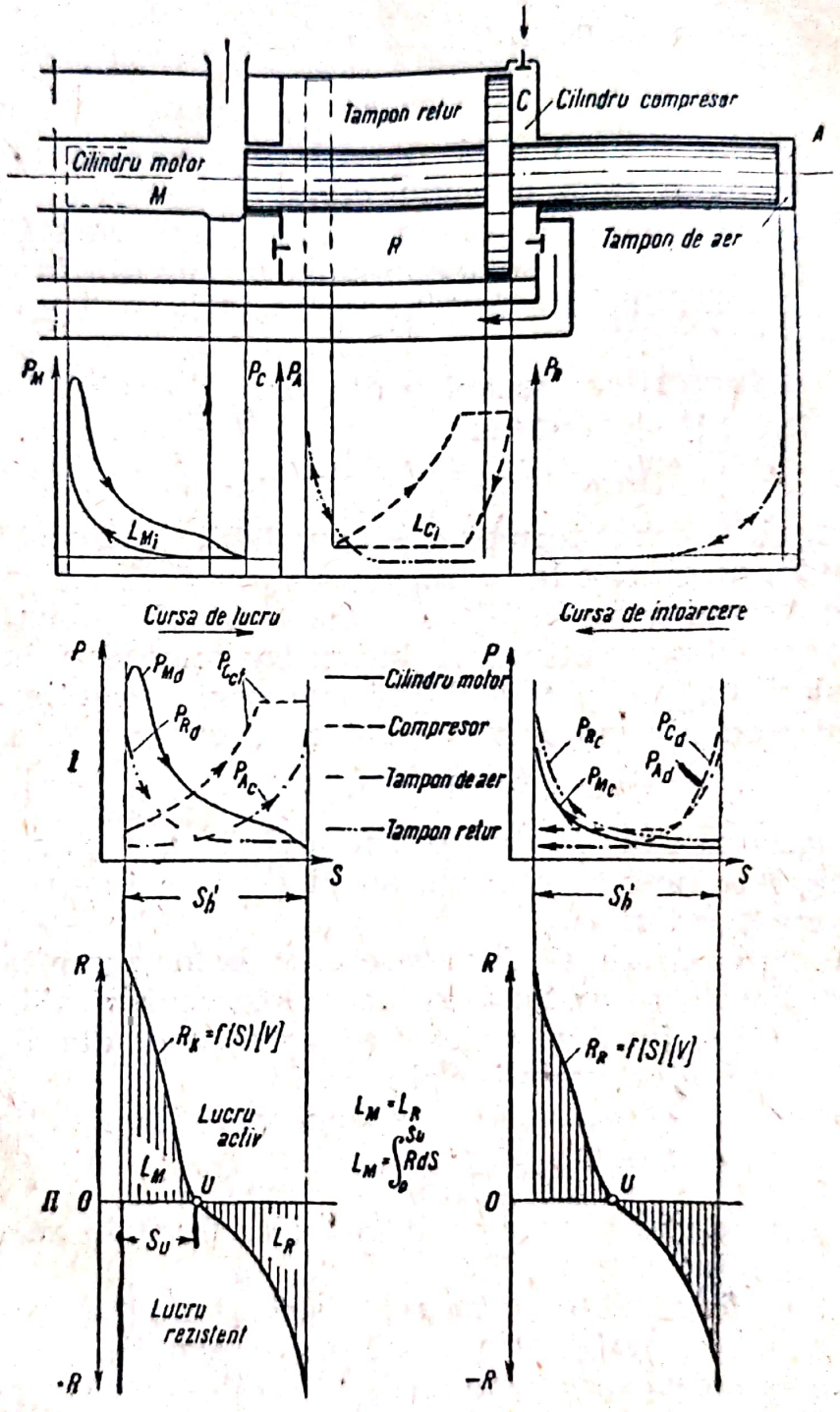


Fig. 13. Modul de lucru al tipului „spre exterior" cu acțiune simplă.

Cursa de întoarcere se realizează datorită echilibrului de forțe:

$$R_R = P_{A_d} + P_{C_d} - P_{R_c} - P_{M_c}, \tag{10}$$

în care P_{R_c} este forța de compresiune în tamponul-retur.

Seria I din fig. 13 redă repartizarea acestor forțe de-a lungul celor două curse ale unui ciclu.

În seria II din aceeași figură este reprezentată variația forței rezultante R, care seamănă mult cu cea din forma anterioară, cu toată diferența forțelor care acționează asupra pistonului liber.

Ecuația lucrurilor mecanice din timpul cursei de întoarcere are în acest caz forma:

$$L_{A_d} + L_{C_d} = L_{R_c} + L_{M_c}. \tag{11}$$

Și aici, ca și în cazul formei a, sînt valabile aceleași condiții de egalitate cu privire la lucrul mecanic activ L_M și cel rezistent L_R în timpul celor două curse ale pistonului liber. De asemenea, prin adunarea tuturor lucrurilor mecanice în timpul întregului ciclu, poate fi stabilită cunoscuta ecuație de bază a lucrului mecanic motor și a celui compresor:

$$L_{M_i}\,\eta_m = L_{C_i}.$$

Formele cunoscute cu acțiune dublă h, j și g prezintă același mod de funcționare; ele pot fi reprezentate prin forma h corespunzător fig. 14.

După cum arată și denumirea, ambele curse ale unui ciclu sînt aici curse motoare și în ambele sensuri ale mișcării există simetrie, fapt ce reiese de asemenea din dispoziția simetrică a curbelor evolutive ale fig. 14.

În timpul fiecărei curse este deci valabilă ecuația:

$$R = P_{M_d} + P_{C_d} - P_{M_c} - P_{C_{cf}}, \tag{12}$$

care, în cazul de față, duce mult mai clar decît în cele precedente la ecuația de bază (7).

Condiția de limitare a cursei pistonului liber este exprimată de data aceasta prin următoarea ecuație a lucrurilor mecanice, avînd aceeași valoare în ambele sensuri de mișcare a pistonului liber:

$$L_{M_d} + L_{C_d} = L_{M_c} + L_{C_{cf}}. \tag{13}$$

Caracteristica esențială a tuturor formelor de mașini termice cu pistoane libere constă deci în dezvoltarea, prin

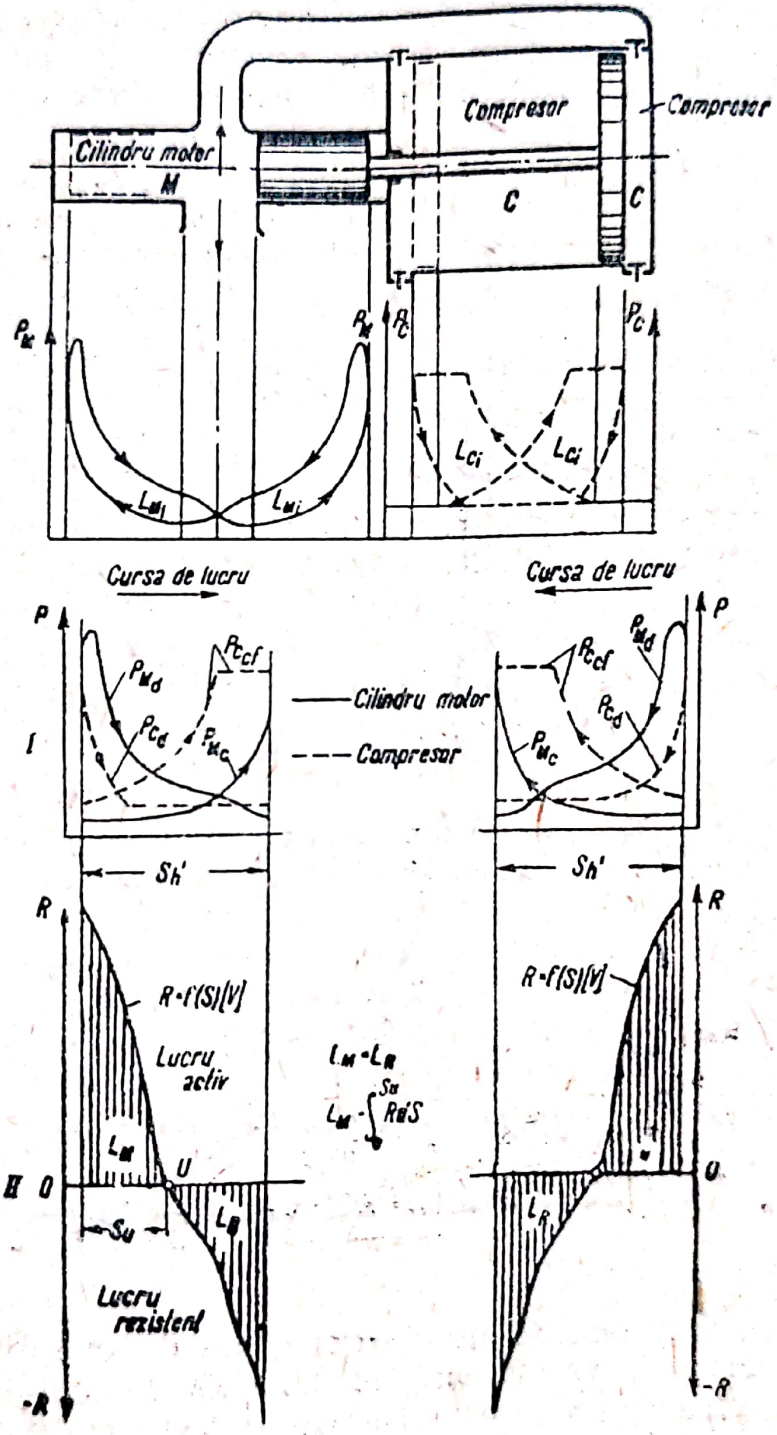


Fig. 14. Modul de lucru al formei cu acțiune dublă.

ardere, a energiei din cilindrul motor și în transformarea acesteia, prin intermediul pistonului liber, în energia potențială a aerului comprimat din cilindrul compresor. Acestei caracteristici a unui grup motor termic — compresor cu piston, de formă cu totul specială, urmează cea a unei mașini

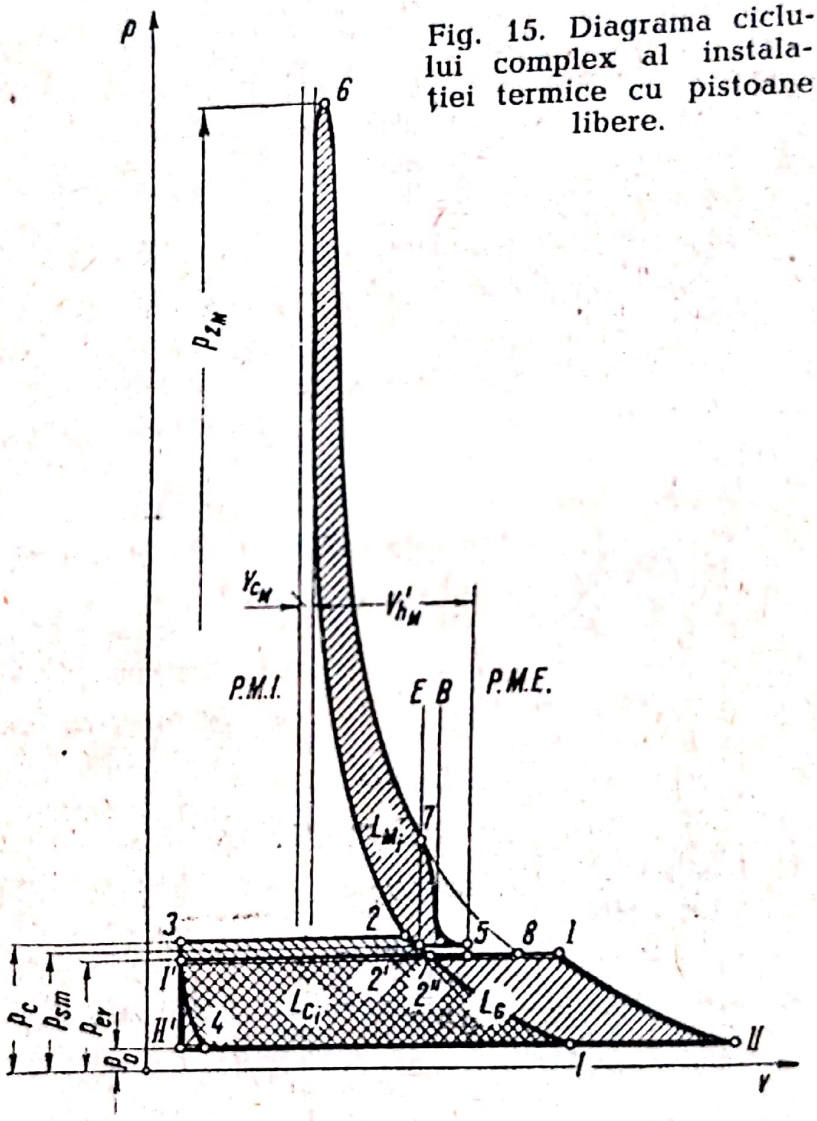


Fig. 15. Diagrama ciclului complex al instalației termice cu pistoane libere.

cu un pronunțat specific de curgere, aerul comprimat scurgîndu-se întîi prin colectorul de baleiaj, prin orificiile de baleiaj, cilindrul motor și orificiile de evacuare în colectorul de evacuare, pentru a forma aici, prin amestecarea cu gazele de evacuare, amestecul gazelor de lucru a căror curgere prin turbina cu gaze dă apoi naștere lucrului mecanic util al instalației de forță cu pistoane libere.

Ciclul complex de lucru al tuturor mașinilor termice cu pistoane libere poate fi reprezentat în totalitatea sa în mod clar prin intermediul diagramei *p-V* a ciclului complex al mașinilor termice cu pistoane libere, reprezentată în fig. 15.

Întrucît este vorba de o diagramă *p-V* (nu *p-v*), s-a ținut seamă de volumele reale, respectiv de greutățile gazelor de lucru care parcurg ciclul complex în diferitele elemente ale instalației. Ariile suprafețelor ciclurilor parțiale reprezintă astfel, la scară egală, lucrurile mecanice corespunzătoare, fiind așadar perfect comparabile între ele.

Ciclul care ia naștere în cilindrul motor cu înaltă supraalimentare corespunde conturului *5—2′—2—6—7—5*. Compresiunea, arderea și destinderea în cilindrul motor au loc de la punctul *2′* pînă la punctul *7*. Evacuarea gazelor arse din cilindrul motor începe în punctul *7* cu o presiune relativ ridicată, după care urmează procesul de baleiaj. Acesta începe înaintea punctului *5* și durează peste *5*, pînă în *2′*, cu o valoare medie a presiunii de spălare (baleiaj) p_{sm}.

Ciclul din cilindrul compresor este reprezentat prin conturul *4—1—2—3—4*. Distanța *4—1* corespunde admisiunii aerului în cilindrul compresor; *1—2* — compresiunii, iar *2—3* — refulării la o presiune finală de compresiune p_c. Distanța *3—4* reprezintă destinderea aerului rezidual din spațiul vătămător al compresorului.

Dacă se ține seamă de căderea de presiune $\Delta p_{C\text{-}m}$ care se produce datorită rezistențelor la curgere de-a lungul căii de curgere a aerului de baleiaj, de la cilindrul compresor pînă la mijlocul cilindrului motor, se obține la baza *2′—5* a diagramei ciclului din cilindrul motor presiunea medie de spălare (baleiaj) p_{sm}.

Aproape în toate cazurile mașinilor termice cu pistoane libere are loc o stagnare a gazelor arse și a aerului de baleiaj într-un colector de gaze (colector de evacuare) situat între generatorul de gaze cu pistoane libere și turbină. Presiunea de stagnare p_{ev} rezultă din presiunea medie de baleiaj p_{sm}, respectiv din presiunea de compresiune p_c, prin scăderea căderilor de presiune $\Delta p_{sm\text{-}ev}$, respectiv $\Delta p_{C\text{-}ev}$, și se reprezintă în diagrama *p-V* (fig. 15) prin dreapta *1—1′*. Dacă destinderea gazelor arse ar continua adiabatic peste punctul *7*, atunci volumul gazelor arse, refulat în colectorul de evacuare, ar cores-

punde distanței 2″—8. Prin adăugarea volumului aerului comprimat I′—2″, împins prin cilindrul motor de către compresorul generatorului de gaze, ar rezulta corespunzător distanței I′—8 volumul amestecului de gaze arse și aer stagnat în colector, respectiv volumul gazelor care urmează să lucreze în turbină. Corespunzător valorii termice a energiei de laminare a gazelor la trecerea prin orificiile de evacuare ale cilindrului motor, reprezentată în unități mecanice prin aria suprafeței 5—7—8, temperatura amestecului de gaze se ridică cu ΔT, rezultînd o creștere de volum 8—I la presiune constantă. Explicațiile mai amănunțite ale acestor fenomene sînt date la p. 143.

Ciclul realizat în turbina cu gaze corespunde astfel conturului I′—I—II—II′, distanța I′—I indicînd dislocarea în timpul admisiunii gazului, iar I—II, destinderea acestuia.

Lucrul mecanic indicat din cilindrul motor L_{Mi} corespunde ariei suprafeței ciclului cilindrului motor 2′—2—6—7—5—2′, iar lucrul mecanic din cilindrul compresor L_{Ci}, celei a ciclului cilindrului compresor 1—2—3—4—1.

Conform ecuației (7), trebuie să existe relația:

$$\text{aria } (2'—2—6—7—5—2') \cdot \eta_m = \text{aria } (1—2—3—4—1).$$

Lucrul mecanic ce ar reveni generatorului de gaze cu pistoane libere (lucrul mecanic teoretic al instalației de forță cu pistoane libere) L_G corespunde ariei I′—I—II—II′—I′. Dacă destinderea gazelor reprezentată în diagrama complexă prin I—II se produce adiabatic, lucrul mecanic L_G este numit și lucrul mecanic adiabatic al gazelor de lucru. Lucrul mecanic efectiv obținut la arborele turbinei instalației de forță rezultă prin înmulțirea valorii de mai sus cu randamentul turbinei η_{tu}.

Dacă se reia relația, prezentată anterior, dintre viteza maximă a pistonului liber w_{max}, masa pistonului liber m și lucrul mecanic activ L_M, se obține expresia:

$$w_{max} = \sqrt{\frac{2L_M}{m}}. \qquad (14)$$

Deoarece între frecvența n și viteza medie w_m a pistonului liber există relația:

$$n = \frac{60}{2S_h} w_m, \qquad (15)$$

în care S_h este cursa respectivă a pistonului liber, și notînd $\frac{w_m}{w_{max}} = y$, frecvența pistonului liber poate fi exprimată prin:

$$n = \frac{60}{2S_h} y \sqrt{\frac{2L_M}{m}} \text{ [oscil/min]} \tag{16}$$

sau, notînd $\frac{60}{2S_h} \cdot \frac{w_m}{w_{max}} = y_1$, se obține:

$$n = y_1 \sqrt{\frac{2L_M}{m}}. \tag{16'}$$

Această relație are un caracter general, fiind valabilă pentru toate formele constructive de mașini termice cu pistoane libere. Ea arată că, la o cursă constantă a pistonului (în exploatare cursa pistonului poate prezenta variații pînă peste 30%, după forma constructivă a mașinii, după sarcină și felul exploatării), frecvența pistonului liber este direct proporțională cu radicalul lucrului mecanic activ și invers proporțională cu cel al masei pistonului liber.

Cu toate deosebirile în construcția și modul de lucru al diferitelor forme de mașini cu pistoane libere menționate anterior, variația rezultantei forțelor care pune în mișcare pistoanele libere nu prezintă deosebiri importante (seria II din fig. 12, 13 și 14). Din această cauză, în condiții identice de funcționare și la mase egale ale pistoanelor libere, nu apar diferențe apreciabile între frecvențele oscilațiilor pistoanelor libere la diferite forme constructive (a se compara și caracteristicile din tabela 3). Aici este cazul să se sublinieze alte cîteva dintre proprietățile mai importante ale mașinilor termice cu pistoane libere.

Dacă se anticipează expunerii, se poate vedea din relația (31) a lucrului mecanic din cilindrul motor L_{M_e} că acesta este proporțional cu volumul cilindrului motor. Întrucît lucrul mecanic activ L_M reprezintă la mașini similare același procentaj χ din lucrul mecanic al cilindrului motor, adică $L_M = \chi \cdot L_{M_e}$, rezultă concluzia logică, că și lucrul mecanic activ este proporțional cu volumul cilindrului motor.

Lucrul mecanic L_M poate fi deci exprimat prin:

$$L_M = K_1 \cdot L^3.$$

Ecuația frecvenței oscilațiilor pistoanelor libere (15) se poate astfel scrie:

$$n \approx \frac{K_3}{L}\sqrt{\frac{K_1 L^3}{K_2 L^3}} \approx K\frac{1}{L}. \qquad (17)$$

Aceasta înseamnă că frecvența oscilațiilor este invers proporțională cu dimensiunile liniare ale mașinii. Același lucru poate fi dedus și din concluzia simplă că, la similitudinea geometrică a diferitelor mașini și în condiții egale de funcționare, vitezele medii ale pistoanelor libere sînt egale și, ca atare, frecvența oscilațiilor pistoanelor libere este invers proporțională cu lungimea cursei, respectiv cu dimensiunile liniare ale mașinii.

Din aceasta se poate deduce mai departe că, în cazul presupusei similitudini geometrice și în condiții egale de funcționare, puterea unei mașini cu pistoane libere nu crește cu puterea a treia a dimensiunilor liniare, ca la motoarele obișnuite cu ambielaje, ci numai cu pătratul acestora. Trebuie să se țină însă seama că, la unitățile mici, masele pistoanelor libere sînt din motive constructive proporțional mai mari, adică scad mai încet decît volumele mașinilor. Afară de aceasta, pierderile specifice datorite curgerii gazelor cresc la dimensiuni mai mici ale mașinii, ceea ce influențează corespunzător puterea mașinii, randamentul total și consumul de combustibil. Aceste fenomene apar într-o măsură mai accentuată decît la obișnuitele mașini cu ambielaje, întrucît, cum s-a mai spus, mașinile cu pistoane libere sînt mașini cu un caracter pronunțat de curgere.

După lămurirea specificului funcțional al mașinilor termice cu pistoane libere se va putea trece la calculul acestor mașini. Calculele se referă la cele 2 elemente principale ale unei instalații de forță cu pistoane libere: generatorul de gaze cu pistoane libere și turbina cu gaze. Deoarece turbina cu gaze reprezintă un element cunoscut și bine studiat, al cărui calcul se găsește în nenumărate lucrări, acesta nu a mai fost tratat în prezenta lucrare, în care se explică numai relațiile funcționare dintre turbină și generatorul de gaze în măsura în care acestea influențează comportarea funcțională și problema reglajului mașinilor termice cu pistoane libere.

În schimb, asupra calculului generatorului de gaze cu pistoane libere s-a insistat în mod deosebit, întrucît acesta reprezintă un element relativ nou, cu un specific deosebit de

funcționare, a cărei cunoaștere este de cea mai mare importanță pentru instalația termică de forță cu pistoane libere.

La mașinile termice cu pistoane libere, ca și la celelalte mașini de forță, apare drept problemă de bază stabilirea dimensiunilor mașinii care corespund unei anumite puteri în anumite condiții de funcționare. De multe ori interesează și problema inversă — determinarea puterii care rezultă din anumite dimensiuni ale mașinii. Drept cele mai importante condiții primare de exploatare pot fi considerate: presiunea de alimentare (presiunea medie de baleiaj p_{sm}), coeficientul de exces de aer α și legea de injecție a combustibilului $B=f(\tau)$. Mărimile secundare, care rezultă apoi condiționat și de care va trebui să se țină în primul rînd seama, sînt atunci: presiunea maximă a ciclului din cilindrul motor $p_{M_{max}}$, cursa pistonului liber (pentru controlul posibilității de exploatare) și frecvența acestuia, debitul, temperatura și entalpia gazelor de lucru.

În privința economicității exploatării va trebui examinat și randamentul global al instalației de forță.

Pe baza construcțiilor existente de mașini termice cu pistoane libere ne stau la dispoziție suficiente valori caracteristice, pentru a putea fixa într-o primă aproximație conturul brut al mașinii, creindu-se astfel o bază avantajoasă pentru calculele precise ulterioare.

Prin analogie cu formula elementară a puterii la motoarele cu ardere internă în doi timpi, poate fi exprimată puterea generatorului de gaze cu pistoane libere cu acțiune simplă, cu ajutorul relației:

$$P_G = \frac{V'_{h_M} n p_{m_G}}{450}, \qquad (18)$$

în care: puterea P_G se referă la căderea de entalpie a gazelor de lucru la o destindere pînă la presiunea atmosferică, fiind deci proporțională cu lucrul mecanic L_G, adică cu aria suprafeței $I'—I—II—II'$ din diagrama ciclului complex; ea poate fi deci considerată drept puterea teoretică a instalației de forță cu pistoane libere; V'_{hM} este volumul total al cilindrului motor, n — frecvența oscilațiilor pistonului liber (în oscil/min), iar p_{mG} — o valoare fictivă a presiunii medii care rezultă din relația (18) și corespunde volumului total V'_{hM}.

Caracteristicile mașinilor cu pistoane libere executate arată, cum era de așteptat, că presiunea p_{m_G} depinde în primul rînd de presiunea de alimentare a cilindrului motor și poate fi admisă, în cazul obișnuitelor valori ale coeficienților de aer: $p_{m_G} \approx (3...4)\ p_{ev}$, p_{ev} fiind presiunea gazelor de lucru.

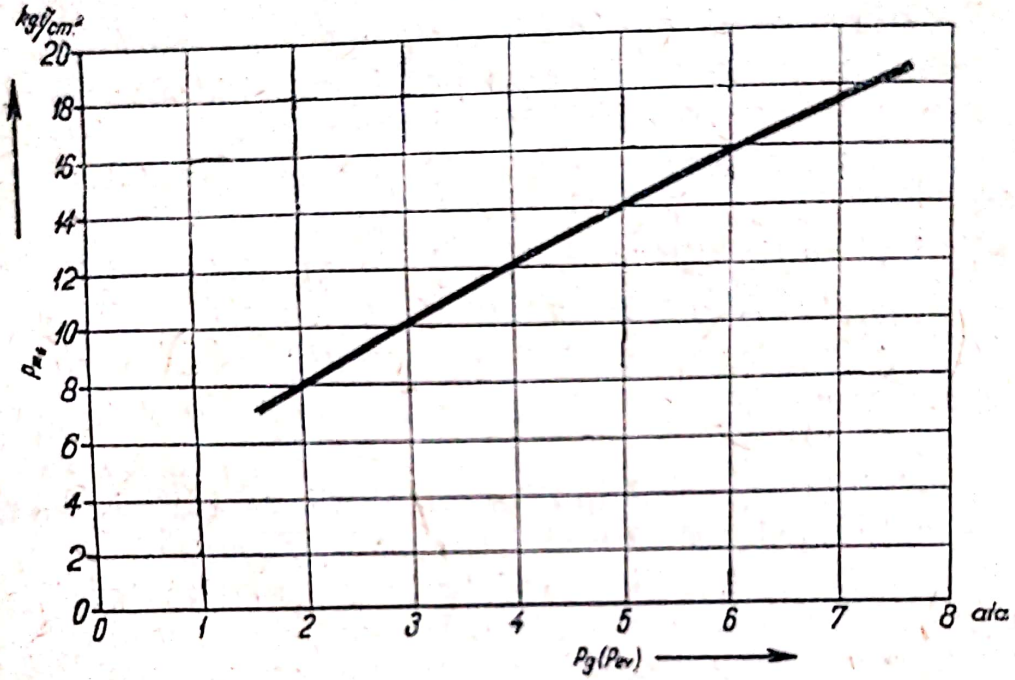


Fig. 16, a. Diagrama presiunilor fictive în funcție de presiunea gazelor de lucru.

După cum rezultă din diagrama din fig. 16, *a*, se poate admite $p_{m_G} \approx 4p_{ev}$ la valori mai mici și $p_{m_G} \approx 3p_{ev}$ la valori mai mari ale presiunii gazelor de lucru.

Cît privește frecvența oscilațiilor pistonului liber, aceasta poate fi dedusă aproximativ după formula $n = K/\sqrt{P_G}$, în care K variază între 20 000 și 30 000, după valoarea lucrului mecanic activ L_M și masa pistonului liber m.

Cu aceste valori, poate fi dedus prin intermediul formulei (18), într-o primă aproximație, volumul total V'_{hM} al cilindrului motor în vederea atingerii puterii P_G. Puterea efectivă a instalației de forță cu pistoane libere rezultă din puterea de mai sus prin înmulțirea ei cu randamentul turbinei, care poate oscila între 80 și 87%, valorile mai mari corespunzînd totodată și puterilor mai mari.

La mașinile cu pistoane libere executate sînt uzuale raporturi D_C/D_M, dintre diametrul cilindrului compresor și cel motor, cuprinse între 2,5 și 3, precum și raporturi S'_h/D_M, dintre cursa medie a pistonului liber și diametrul cilindrului motor, de circa 1,3.

După o stabilire aproximativă a dimensiunilor generale ale mașinii, se poate trece acum la efectuarea precisă a calculelor.

Pentru calculele de bază este recomandabil să se respecte totdeauna condițiile de funcționare la sarcină plină corespunzătoare puterii continue. Anumite mărimi vor trebui examinate apoi și pentru sarcini parțiale.

Dacă se urmărește de la început obținerea unor dimensiuni exacte ale mașinii cu pistoane libere, atunci se va urma drumul exemplului de calcul indicat la pag. 267. Se recomandă o examinare a rezultatelor, comparîndu-le cu cele obținute prin metoda aproximativă.

În general este avantajos să se conducă mersul calculelor termoenergetice în următoarea succesiune:

I. În cazul dimensiunilor necunoscute ale generatorului de gaze cu pistoane libere, cunoscîndu-se numai puterea ce trebuie obținută și condițiile de funcționare:

a) stabilirea debitului gazelor de lucru pe secundă;

b) stabilirea dimensiunilor pistoanelor libere și a frecvenței aproximative a oscilațiilor pistoanelor libere;

c) calculul căderilor de presiune de-a lungul traiectului aerului de baleiaj și al gazelor de lucru și determinarea valorică a presiunilor;

d) stabilirea poziției de funcționare, respectiv determinarea cursei S'_h a pistonului liber, aceeași în cilindrul motor și în cel compresor, cum și a raportului volumetric de compresiune ε din cilindrul motor;

e) calculul și construcția diagramei ciclului din cilindrul motor, bazat pe valorile stabilite anterior ale poziției de funcționare a pistonului liber și în ipoteza unei presiuni de alimentare, respectiv de baleiaj p_{sm}, cum și a unui coeficient de aer α, corespunzătoare puterii continue.

f) calculul și construcția diagramei ciclului din cilindrul compresor cu respectarea aceleiași poziții de funcționare a pistonului liber și a presiunii de refulare din compresor p_c;

g) determinarea vitezelor și a frecvenței precise a oscilațiilor pistoanelor libere;

h) calculul și construcția diagramei ciclului complex;

i) determinarea debitelor, a temperaturilor și a entalpiilor gazelor de lucru, precum și a puterii mașinii termice cu pistoane libere; valorile obținute vor fi comparate cu valorile stabilite inițial;

j) determinarea randamentului instalației de forță;

k) studiul problemei reglajului;

l) studiul răcirii;

m) studiul pornirii.

II. În cazul unor dimensiuni cunoscute ale generatorului de gaze cu pistoane libere, punctul *b* nu mai este necesar.

Pentru efectuarea calculelor arătate pot fi folosite metode analitice sau metode grafo-analitice. Trebuie relevat însă că, pentru determinarea tuturor mărimilor indicate anterior pe cale pur analitică, trebuie folosite relații complicate, a căror valorificare prezintă mari dificultăți. Afară de aceasta, pentru a putea exprima toate fenomenele care se produc în mașinile termice cu pistoane libere, prin relații analitice, trebuie admise multiple concesii și ipoteze simplificatoare, ca neglijarea valorilor reale ale pierderilor termice și prin neetanșeități, neglijarea modificării căldurilor specifice cu temperatura gazelor, a modificării compoziției chimice a șarjei cilindrului în timpul procesului de ardere, cum și a multor altor fenomene cu mare influență asupra ciclului funcțional. Pe lîngă dificultățile de calcul, suferă în anumită măsură din cauza concesiilor și a ipotezelor simplificatoare amintite precizia rezultatelor calculelor. În această situație se poate afirma că, pentru determinarea unor procese atît de complicate ca acelea care iau naștere în mașinile termice cu pistoane libere, se pretează cel mai bine metode mixte de calcul grafo-analitice. Acestea permit, pe lîngă o reprezentare sugestivă, să se obțină tot timpul o privire de ansamblu clară asupra întregului mers al calculelor, un control ușor al acestuia și, dacă construcțiile sînt executate la o scară suficient de mare, precizia rezultatelor poate depăși categoric pe cea a metodei pur analitice.

Întrucît fenomenele care se produc în cilindrul motor al mașinii termice cu pistoane libere prezintă mare asemănare cu cele din cilindrul unui motor cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare, se va examina pentru determinarea energiei

dezvoltate prin ardere în cilindrul motor al mașinii cu pistoane libere, ciclul motorului cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare, deși dinamica motoarelor cu ardere internă cu ambielaje nu corespunde celei a mașinilor termice cu pistoane libere.

2. Specificul funcțional al motoarelor Diesel cu înaltă supraalimentare aplicat la mașinile termice cu pistoane libere

La analiza specificului funcțional al motoarelor obișnuite cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare în vederea stabilirii diferiților parametri ai mașinilor termice cu pistoane libere, vor trebui respectate înainte de toate următoarele trei deosebiri fundamentale între aceste două forme de mașini termice.

— La mașinile termice cu pistoane libere raportul volumetric de compresiune ε variază după condițiile de sarcină, respectiv de exploatare, pe cînd la motoarele cu autoaprindere cu ambielaje, acesta rămîne invariabil, reprezentînd o mărime constructivă constantă.

— Presiunea de alimentare a cilindrului motor utilizată la mașinile termice cu pistoane libere, care la unele mașini executate depășește chiar 7 ata, este cu mult mai ridicată decît cea folosită la motoarele cu autoaprindere moderne cu înaltă supraalimentare, la care se ating maximum 2,5—3 ata.

În timp ce mișcarea pistonului la motoarele cu ambielaj ascultă de legile rigide ale cinematicii ambielajului, mișcarea pistonului liber este un rezultat al acționării pistonului de către complexul forțelor apărute în cilindrii mașinii, care se schimbă o dată cu variația condițiilor de exploatare.

Se înțelege că, la studiul comparativ, se va ține seamă de analiza unor motoare cu autoaprindere în doi timpi, avînd pe cît se poate și sisteme de baleiaj corespunzătoare.

Prin înalta supraalimentare a unui motor cu autoaprindere sînt influențate o serie de caracteristici. În primul rînd, presiunea medie a cilindrului (se va ține seamă, după caz, de presiunea medie indicată p_{mi} sau de cea efectivă p_{me}) și puterea utilă P_e, iar în al doilea rînd, randamentul global η_e, respectiv consumul specific de combustibil b.

Măsura în care creşterea presiunii de alimentare a unui motor cu autoaprindere în doi timpi influenţează mărirea presiunii medii efective, respectiv a puterii utile, depinde de acţiunea simultană a unei serii de factori, ca: creşterea greutăţii specifice a aerului de alimentare, scăderea pierderilor relative termice, precum şi micşorarea pierderilor relative prin frecări mecanice. Cea mai mare influenţă o exercită, bineînţeles, creşterea greutăţii specifice a aerului de alimentare.

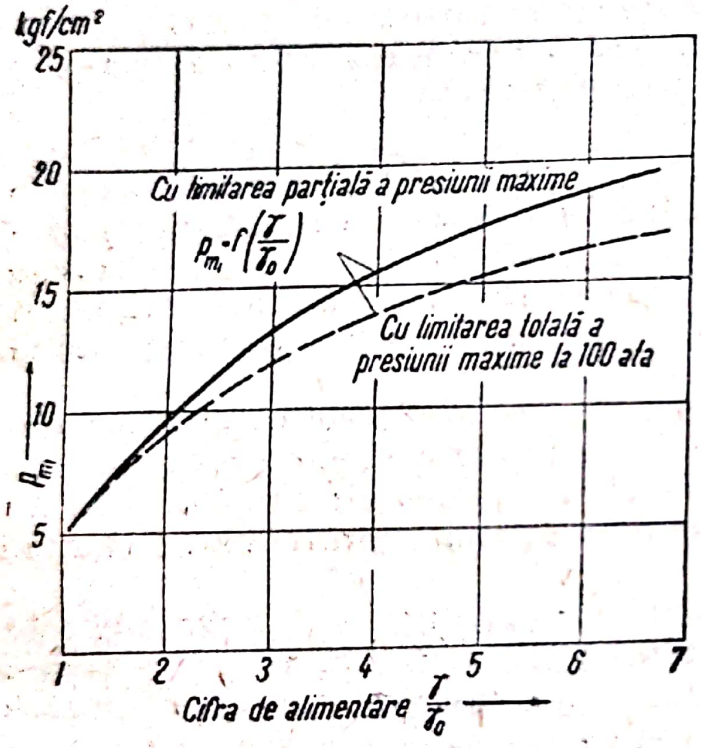


Fig. 16, b. Presiunea indicată medie în cilindrul Diesel în doi timpi în funcţie de cifra de alimentare.

În fig. 16 *b* este reprezentată presiunea medie indicată p_{mi} în funcţie de cifra de alimentare γ/γ_0 (raportul dintre greutatea specifică a aerului de alimentare şi cea a aerului în condiţii normale). Sînt reprezentate valorile medii aproximative în jurul cărora oscilează valorile diferitelor maşini executate. Valorile care corespund cifrelor de alimentare mai mari se bazează pe rezultatele procedeului cu gaze de lucru.

Raporturile de compresiune ε prezentau în aceste cazuri valori descrescătoare cu mărirea presiunii de alimentare. Coeficienţii de exces de aer α erau cuprinşi între 1,4 şi 1,8. Întrucît aici este vorba de presiuni medii indicate, nu s-a ţinut seamă de pierderile prin frecări. Presiunile maxime din cilindru oscilau, la exemplele prezentate, între 80 şi 180 ata, valorile mai ridicate corespunzînd totodată şi cifrelor de alimentare mai mari. În cazul unei limitări a presiunii maxime, creşterea valorilor p_{mi} este mai lentă — în genul curbei punctate, care corespunde unei limitări a presiunii maxime la circa

100 ata. Această limitare a presiunii maxime se atinge printr-o adaptare a legii de injecție în sensul prelungirii duratei de injecție la sarcini mai mari. Prin aceasta nu se obține numai o reducere a presiunii medii, ci și, într-o anumită măsură, o scădere a randamentului ciclului motor, cum va fi expus în cele ce urmează.

La motoarele cu autoaprindere moderne cu înaltă supraalimentare se folosesc valori mai mari ale coeficienților de exces de aer α — circa 2—3; prin aceasta scad valorile presiunilor medii, în schimb randamentele termice ale ciclului cresc cu mărirea valorilor α din cauza creșterii căldurii specifice a șarjei cilindrului și a micșorării pierderilor prin destindere incompletă. Aici trebuie amintit că randamentul efectiv al ciclului crește într-o măsură mult mai mică în urma creșterii lui α, putînd fi observată uneori chiar o scădere a lui, în primul rînd din cauza micșorării randamentului mecanic. Un alt motiv pentru folosirea unor coeficienți de exces de aer mari îl constituie suprasolicitările termice mari apărute la motoarele cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare. În acest caz, surplusul de aer preia rolul răcirii interioare suplimentare a pereților cilindrului, îndeosebi în cazul unei accentuate răciri preliminare a aerului de baleiaj.

La mașinile termice cu pistoane libere nu trebuie folosite valori atît de mari ale coeficienților de exces de aer. În primul rînd, la aceste mașini debitul aerului de baleiaj, deci și efectul răcirii interioare, este cu mult mai mare decît la motoarele cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare. Afară de aceasta, nu trebuie să se țină seamă de dezvoltarea energiei în cilindru din punct de vedere mecanic (exceptînd segmenții), din lipsa unor elemente mecanice de transmitere a energiei. În tendința de a obține concentrația maximă de putere și ținînd seamă de faptul că, prin metodele moderne de răcire, s-a putut face față cu succes problemei destul de grele a răcirii cilindrului motor și a pistonului, pot fi admise în prezent la mașinile cu pistoane libere valori continue pentru α, cuprinse între 1,4 și 1,8, după cum se lucrează cu presiuni de alimentare mai mici sau mai mari. La mașinile cu pistoane libere executate se folosesc încă, din motive de siguranță în exploatare, valori ridicate pentru α (≈ 2).

Aceasta se justifică prin faptul că dimensiunile exterioare ale mașinii cu pistoane libere sînt condiționate în primul rînd

de dimensiunile cilindrului compresor, putînd fi folosiți astfel cilindri motori corespunzător de mari, ceea ce duce la micșorarea solicitărilor termice ale cilindrului motor. Nu trebuie însă să se piardă din vedere că prin mărirea treptei motoare a pistonului liber crește și greutatea acestui piston, ceea ce atrage după sine și scăderea, într-o anumită măsură, a frecvenței pistonului liber și a puterii mașinii. Se recomandă astfel să se adopte o soluție optimă de compromis, ceea ce corespunde unui raport al diametrelor cilindrului compresor și motor $D_C/D_M = 2{,}5 \ldots 3$, cum s-a indicat inițial.

Din punct de vedere termotehnic, motoarele cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare prezintă o comportare avantajoasă. Este suficient să se privească diagramele din fig. 17,

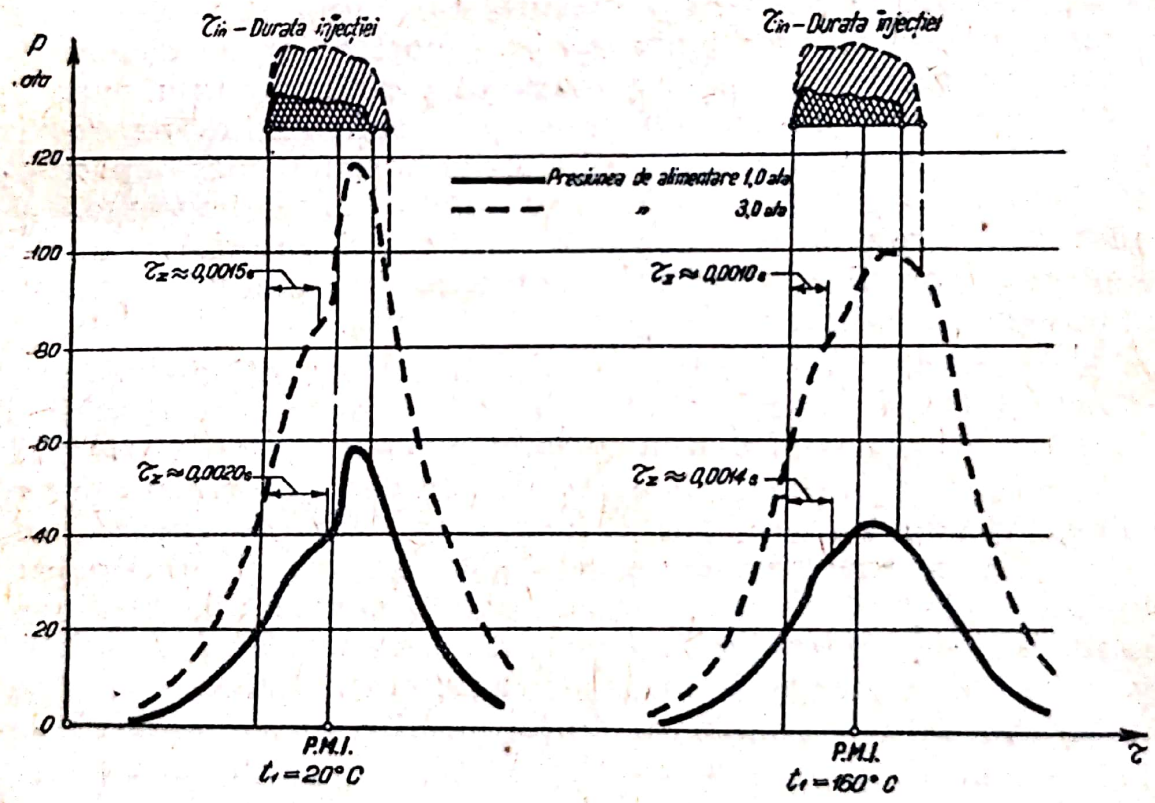


Fig. 17. Influența temperaturii și a presiunii aerului de alimentare asupra evoluției presiunii de ardere.

care reprezintă curbele de variație ale presiunii din cilindru: $p = f(\tau)$ în cazul unui motor cu alimentare normală și al unui motor ușor supraalimentat cu 3 ata, la două valori diferite ale temperaturii aerului de alimentare (20 și 160°C), pentru a vedea că prin supraalimentare se micșorează sensibil întîrzierea

la aprindere (τ_z). Ca urmare, apare o scurtare a perioadei de inițiere a aprinderii cu o creștere lină a presiunii la declanșarea aprinderii. Aceste fenomene ies în evidență în mod deosebit de pronunțat la temperaturi mai înalte, scurtarea întîrzierii la aprindere fiind foarte accentuată prin ridicarea temperaturii sarjei de aer. Această comportare pare și mai pronunțată la presiunile înalte de alimentare a mașinilor termice cu pistoane libere. Din cauza acestor fenomene, la motoarele cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare, respectiv la mașinile termice cu pistoane libere, presiunile maxime nu ating valori atît de ridicate, după cum s-ar putea aștepta, cu toate că presiunile de la sfîrșitul compresiunii sînt destul de mari. După cum se va arăta amănunțit mai tîrziu, la studiul ciclului din cilindrul motor, pot apărea totuși presiuni maxime de peste 200 ata, din cauza dezvoltării unei importante cantități de căldură în timpul arderii la sarcină plină. Pentru evitarea acestui inconvenient, se dirijează în ultimul timp arderea în așa fel, încît, printr-o prelungire corespunzătoare a duratei de injecție, se obține o întindere a dezvoltării energiei de ardere pînă departe peste punctul mort interior. Prin aceasta, procesele de ardere din cilindrul motor ating, în ceea ce privește forma lor, o mare asemănare cu procesele de ardere la presiune constantă ale motoarelor cu autoaprindere clasice cu injecție pneumatică.

Pentru a micșora solicitarea termică și a îmbunătăți umplerea cilindrului, se aplică la motoarele cu autoaprindere moderne o răcire anticipată intensivă a aerului de baleiaj și de alimentare. Urmarea acestei măsuri este însă o ridicare mai puțin lină a presiunii în timpul arderii și atingerea unor presiuni maxime mult mai înalte.

În mod normal, la mașinile termice cu pistoane libere, aerul de baleiaj și de alimentare nu este răcit după ieșirea din cilindrul compresor, respectiv înaintea intrării în cilindrul motor. Dacă, totuși, la presiuni mai înalte ale aerului de baleiaj se trece la o astfel de răcire, se recomandă o soluție de compromis prin care să se urmărească atît micșorarea solicitărilor termice, respectiv ameliorarea alimentării cilindrului, cît și limitarea acceptabilă a presiunilor maxime din cilindrul motor. În orice caz, trebuie avut în vedere că prin aplicarea răcirii intermediare se complică într-o anumită măsură instalația.

Cea mai avantajoasă pare o funcționare fără răcire intermediară și, numai la presiuni mai ridicate ale aerului de baleiaj, să se mențină temperatura aerului din cilindrul compresor sub limita care ar periclita ungerea cilindrului compresor, respectiv ar provoca autoaprinderea uleiului în acesta, printr-o răcire adecvată, cum ar fi spre exemplu injecția automată de apă în cilindrul compresor — soluție propusă de autor. Limita amintită a temperaturii aerului, care înainte era considerată la circa 200—220°C, poate fi admisă în prezent la circa 230—250°C, în cazul folosirii unor uleiuri moderne de compresoare.

Lucrul mecanic dezvoltat datorită procesului de transformare termoenergetică în cilindrul unui motor cu autoaprindere, respectiv în cilindrul motor al mașinii termice cu pistoane libere, poate fi exprimat cantitativ prin formula simplă:

$$L_{M_i} = \frac{1}{A} BH_i\eta_i \text{ respectiv } L_{M_i} = \frac{1}{A} BH_i\eta_t\eta_g . \qquad (19)$$

Se notează cu:

L_{Mi} — lucrul mecanic indicat, corespunzător unui ciclu;

$\frac{1}{A}$ — echivalentul mecanic al căldurii;

B — cantitatea de combustibil corespunzătoare unui ciclu;

H_i — puterea calorică inferioară a combustibilului;

η_{e_M} — randamentul efectiv al ciclului din cilindrul motor;

η_t — randamentul termic al ciclului din cilindrul motor;

η_g — gradul de perfecțiune al ciclului din cilindrul motor;

η_i — randamentul indicat al ciclului din cilindrul motor.

Notînd randamentul mecanic al motorului cu autoaprindere, respectiv al generatorului de gaze cu pistoane libere cu η_m, se obține lucrul mecanic efectiv din:

$$L_{M_e} = \eta_m L_{M_i} = \frac{1}{A} BH_i\eta_{e_M} = \frac{1}{A} BH_i\eta_i\eta_m = \frac{1}{A} BH_i\eta_t\eta_g\eta_m. \qquad (20)$$

Acesta reprezintă lucrul mecanic efectiv transmis pistonului liber.

Pentru a putea determina acest lucru mecanic, se va analiza în prealabil influența diferitelor condiții de exploatare a motoarelor cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare, res-

Scanned with OKEN Scanner

pectiv a mașinilor cu pistoane libere, asupra seriei de randamente din expresia de mai sus.

Ciclul teoretic de comparație care vine în considerație pentru analiza randamentului termic η_t este ciclul de comparație mixt izocor-izobar (Seiliger-Sabathé) din fig. 18.

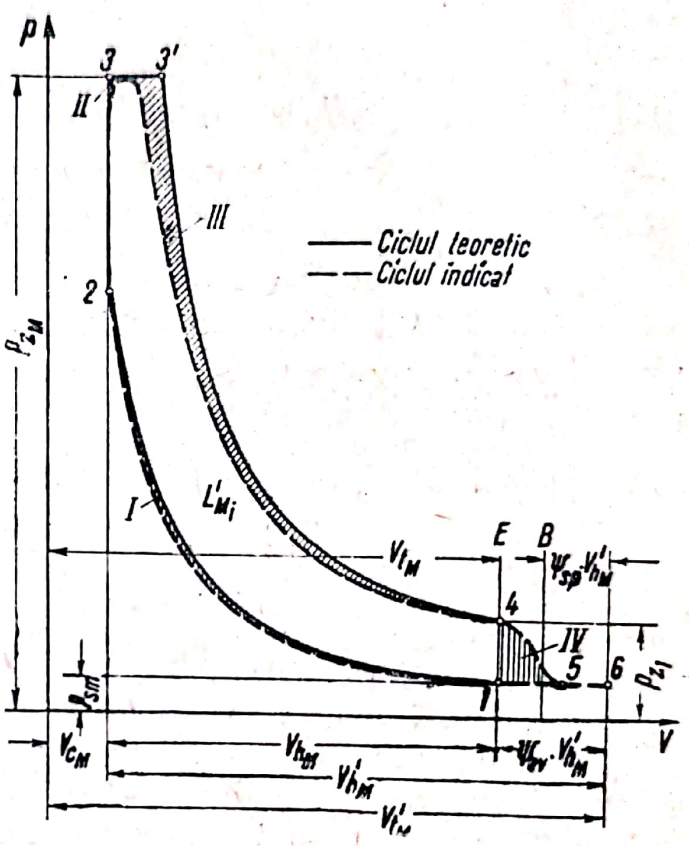


Fig. 18. Schema comparativă între ciclul indicat și cel teoretic.

Randamentul termic η_t este influențat în primul rînd de raportul volumetric de compresiune ε. La ciclul mixt își exercită și raportul de destindere al arderii izobare V'_3/V_3 influența sa asupra lui η_t. În practică, pare însă mai avantajos să se țină seamă de influențarea randamentului termic η_t de către raportul p_{max}/p_{sm} dintre presiunea maximă din cilindrul motor și presiunea de alimentare (presiunea medie de baleiaj), deoarece la mașinile cu pistoane libere cu cilindrul motor cu înaltă supraalimentare există tendința de a aplica din ce în ce mai pronunțat limitarea presiunii maxime prin întinderea în timp a injecției combustibilului (presiunea maximă p_{max} sau p_{Mmax} s-a notat, după caz, și p_z). Este important să se țină seama și de influențarea randamentului termic η_t de către variația căldurilor specifice ale șarjei cilindrului în funcție de variația temperaturii gazelor și de modificarea constituției chimice a șarjei în decursul arderii. Deși numai în mică măsură, se va ține seamă și de influența temperaturii și a presiunii aerului de baleiaj, respectiv de alimentare. O deosebită influență asupra randamentului termic are însă coe-

ficientul de exces de aer α. Influența evoluției dezvoltării energiei termice prin ardere poate fi substituită, după cum s-a arătat, prin influența limitării presiunii maxime.

Aplicînd primul principiu al termodinamicii la ciclul teoretic de comparație din fig. 18, poate fi scrisă pentru procesul de la *1* la *4* relația:

$$B(E+i_B)=(G_L+B)u_4-G_Lu_1+AL_{1-4}, \tag{21}$$

din care rezultă lucrul mecanic al ciclului teoretic exprimat în unități termice:

$$AL_{1-4}=G_Lu_1+B(E+i_B)-(G_L+B)u_4. \tag{21'}$$

Prin raportarea acestui lucru mecanic la cel maxim posibil, respectiv la cel corespunzător puterii calorice a combustibilului consumat, se obține, conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii, randamentul termic al ciclului comparativ:

$$\eta_t=\frac{G_Lu_1+B(E+i_B)-(G_L+B)u_4}{BH_i}. \tag{22}$$

Pe baza acestei formule s-au efectuat o serie de calcule pentru determinarea valorilor η_t ale randamentelor termice. Pentru aceasta au fost admise diferite presiuni ($p_{sm}=p_1$) și temperaturi ($T_{sm}=T_1$) ale aerului de baleiaj, precum și raporturi volumetrice de compresiune ε care vin în considerație la funcționarea mașinilor termice cu pistoane libere. Drept cantitate de combustibil B s-a admis 1 kg de motorină, G_A fiind cantitatea corespunzătoare de aer. Pentru coeficientul de exces de aer s-a adoptat valoarea $\alpha\approx1{,}5$, valoare corespunzătoare sarcinii pline la putere continuă, deși în practica exploatării mașinilor cu pistoane libere se utilizează valori mai mari ale coeficienților de exces de aer ($\alpha\approx2$) în scopul micșorării solicitărilor termice. Ipoteza aleasă cu $\alpha\approx1{,}5$ este acoperitoare în privința randamentului termic, ea dînd valori ceva mai mici; u_1 și u_4 reprezintă valorile unitare (specifice) ale energiilor interne corespunzătoare stării inițiale *1*, respectiv finale *4* (diagrama 18); i_B — entalpia unitară a combustibilului, iar E — valoarea energiei chimice a acestuia.

În aceste calcule s-a ținut seamă de variația căldurilor specifice în funcție de temperatura șarjei întregului ciclu funcțional prin valorile corespunzătoare ale căldurilor speci-

fice molare $M \cdot c_v$. Evoluția compresiunii și cea a destinderii sînt exprimate cu ajutorul ecuațiilor entropice ale adiabatelor respective:

$$\varphi(T_2) = \varphi(T_1) + A\mathfrak{R} \ln \frac{V_1}{V_2}, \text{ respectiv } \varphi(T_4) = \varphi(T_3) - A\mathfrak{R} \ln \frac{V_1}{V_3}. \quad (23)$$

Fig. 19 redă curba $\eta_t = f(\varepsilon)$ pentru o presiune de baleiaj, respectiv de alimentare $p_{sm} = p_1 = 4$ ata, corespunzător unei temperaturi $T_{sm} = T_1 = 450°K$, cu limitarea presiunilor maxime între 120 și 240 ata. Curbele sînt limitate în partea stîngă de

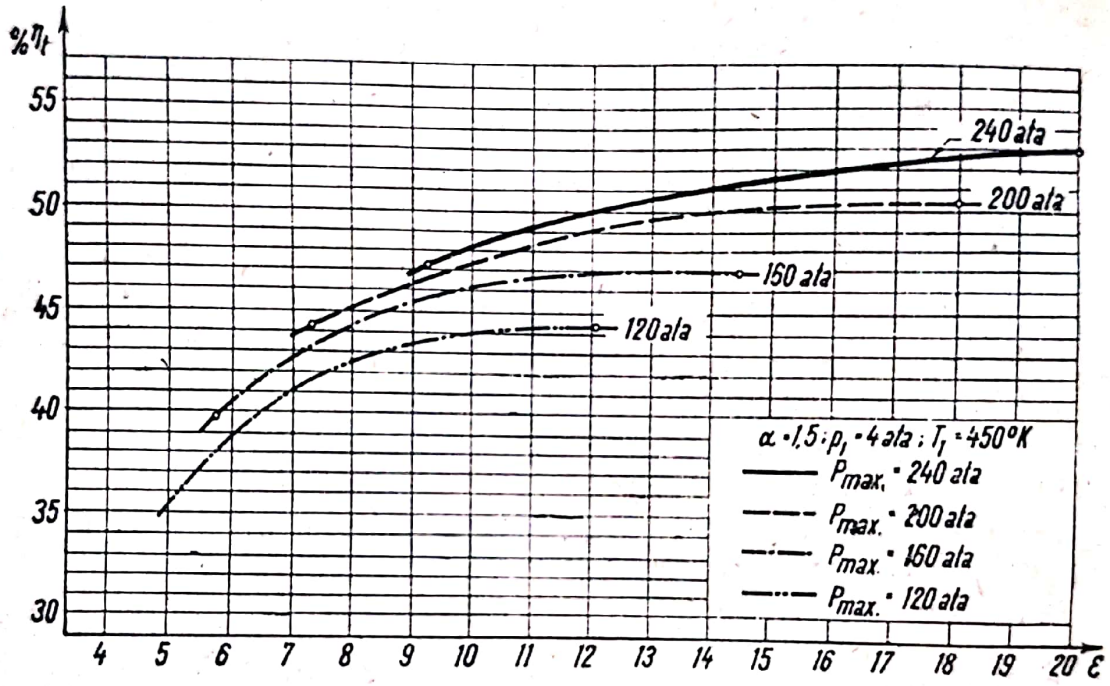


Fig. 19. Curbele randamentului termic în funcție de ε; presiunea de alimentare $p_1 = p_{sm} = 4$ ata, cu limitarea presiunii maxime $p_{max} = 240$, 200 160 și 120 ata.

valorile raporturilor volumetrice de compresiune corespunzătoare unui ciclu izocor, iar în partea dreaptă, de cele corespunzătoare ciclurilor izobare. Aceasta înseamnă că ciclul mixt cu limitarea presiunii maxime la o anumită valoare poate avea loc numai între limitele indicate ale raporturilor de compresiune ε. Mărind raportul de compresiune peste valoarea limită din dreapta, va trebui admisă o presiune maximă ridicată pentru a mai păstra încă ciclul mixt.

Din diagramă rezultă că seria de curbe urmează regula generală a scăderii randamentelor cu descreșterea valorilor ε.

Scanned with OKEN Scanner

Aceasta apare cu atît mai pronunțat, cu cît presiunea maximă este mai joasă. Se poate observa mai departe, că valori mai mari ale randamentelor, la aceleași raporturi de compresiune, pot fi obținute numai admițind presiuni maxime mai mari, adică printr-o apropiere de arderea izocoră.

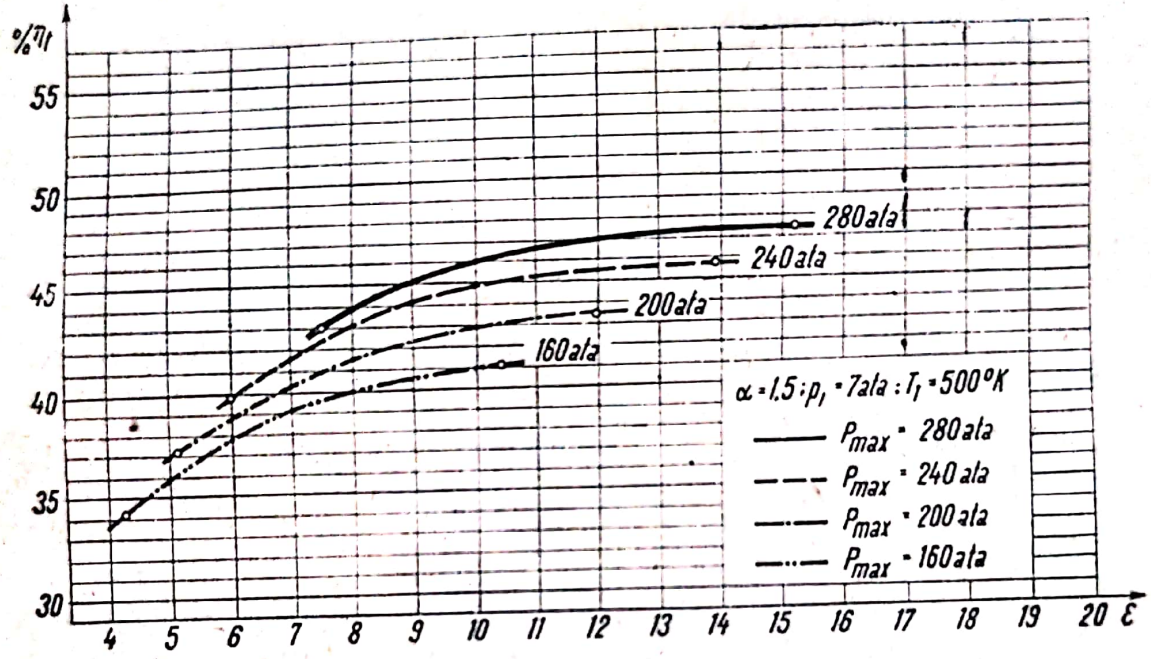


Fig. 20. Curbele randamentului termic în funcție de ε; presiunea de alimentare $p_1 = p_{sm} = 7$ ata, cu limitarea presiunii maxime $p_{max} = 280$, 240, 200 și 160 ata.

Din fig. 20 rezultă valorile η_t la o presiune de baleiaj și de alimentare de 7 ata și la o temperatură corespunzătoare de 500°K. În acest caz, influența limitării presiunilor maxime este mai evidentă din cauza presiunilor mai înalte. Randamentele ce vor putea fi obținute vor fi relativ mai mici. La raporturi egale p_{max}/p_{sm}, randamentele prezintă în schimb și ele aproape aceleași valori. Astfel, la $p_{sm} = p_1 = 4$ ata, $\varepsilon = 12$ și $p_{max} = 160$ ata, adică $p_{max}/p_{sm} = 40$, $\eta_t = 46\%$; iar la o presiune de alimentare de 7 ata, $p_{max} = 280$ ata, se poate constata la $\varepsilon = 12$ aproape aceeași valoare a randamentului η_t.

La o presiune de alimentare de 10 ata, valorile randamentelor termice care vor putea fi atinse vor fi din aceleași motive și mai mici, ceea ce rezultă din fig. 21. Astfel de presiuni ridicate de alimentare, care permit concentrații de putere considerabile, dar introduc în același timp solicitări termice deo-

sebite, ce pot fi însă stăpînite prin aplicarea metodelor moderne de construcţie a motoarelor, vor putea fi aplicate numai prin utilizarea supraalimentării prealabile a cilindrului compresor, din cauza unor condiţii de baleiaj dezavantajoase, după cum se va arăta în capitolele următoare. Şi în cazul acestor

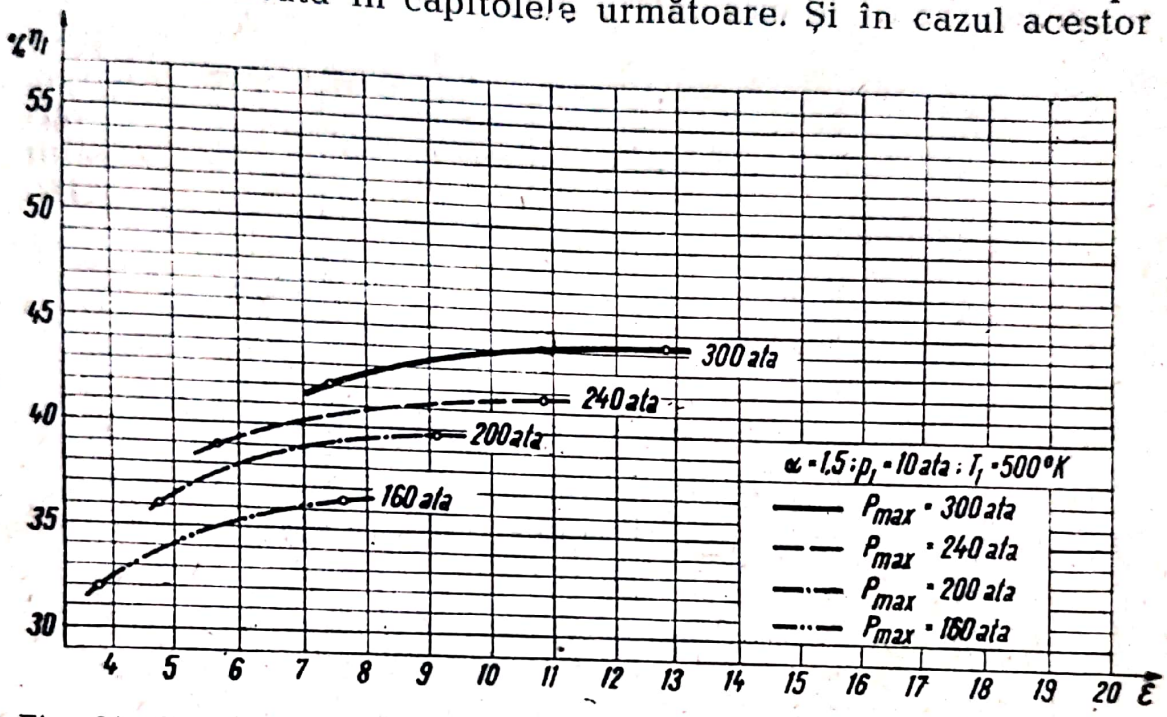


Fig. 21. Curbele randamentului termic în funcţie de ε; presiunea de alimentare $p_1 = p_{sm}$ 10 ata, cu limitarea presiunii maxime $p_{max} = 300$, 240, 200 şi 160 ata.

presiuni mari, temperatura aerului de alimentare poate fi menţinută la valoarea admisibilă de circa 500°K printr-o răcire intermediară, care s-ar realiza cel mai convenabil prin pulverizare de apă în cilindrul compresor, de care s-a amintit.

Pentru valori intermediare ale presiunilor de alimentare, randamentele termice corespunzătoare pot fi obţinute prin interpolare. În ipoteza unor limitări ale presiunilor maxime la valoarea de 200 ata şi a raporturilor de compresiune maxim admisibile, valorile η_t pot fi deduse şi din diagrama din fig. 22.

Din fig. 18 se poate vedea cum se înscrie diagrama reală, adică cea indicată, a cilindrului motor, în cadrul comparativ al diagramei mixte. Măsura perfecţiunii acestei înscrieri rezultă, după cum se ştie, din gradul de perfecţiune η_g al diagramei reale, care corespunde raportului dintre aria diagramei

indicate și a celei teoretice, conform relației $\eta_g = L_{Mi}/L_{Mt}$. Aria diagramei indicate este mai mică decît cea a diagramei teoretice, cu valorile ariilor *II* și *III*, din cauza pierderilor termice și ale celor datorite rotunjirilor formei și a vitezelor finite de ardere, și este mai mare cu valorile ariilor *I* și *IV*.

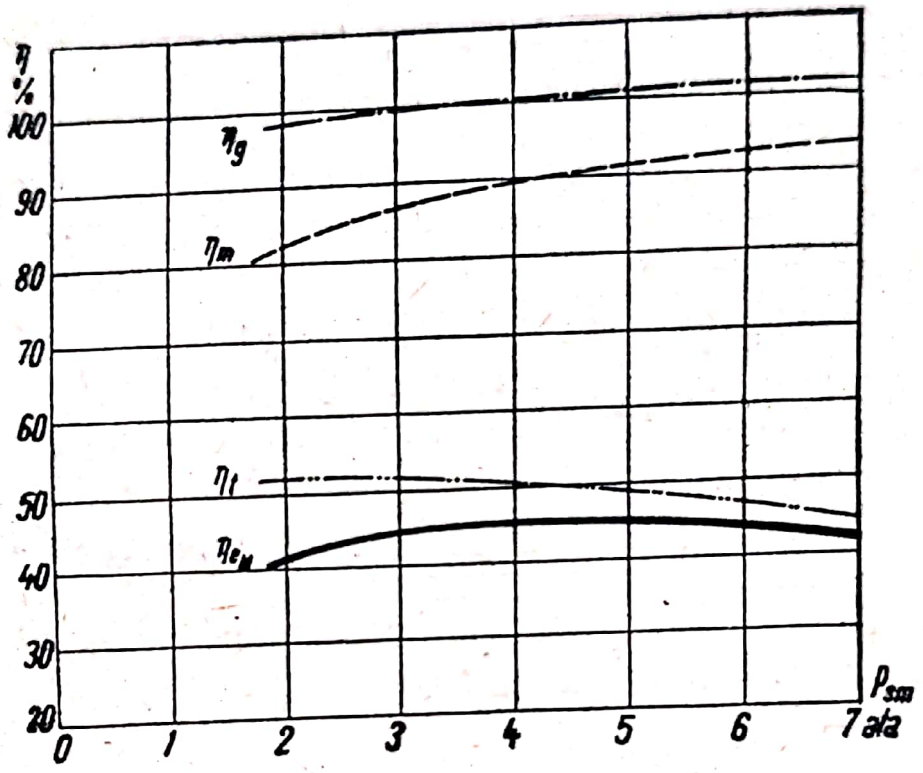


Fig. 22. Curbele randamentelor cilindrului motor în funcție de presiunea de baleiaj cu limitarea presiunii maxime la $p_{max} = 200$ ata și valori maxime admisibile pentru ε; $\alpha \approx 1{,}5$; $T_1 \approx 450 - 500°K$.

Pînă în prezent există puține date precise asupra valorilor gradelor de perfecțiune la motoarele cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare. Dacă se analizează factorii principali ai gradului de perfecțiune la aceste motoare, se poate ajunge la următoarele concluzii. Gradul de perfecțiune poate fi descompus în mai mulți factori, conform relației $\eta_g = \eta_p \eta_{iz} \nu \eta_{sc}$. Factorul η_p, care corespunde pierderilor termice și care reprezintă factorul principal în timpul cursei active, scade în general cu creșterea presiunii de alimentare. Conform formulei mai vechi a lui Nusselt pentru coeficientul de transmitere prin convecție:

$$\alpha_c = 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T}\,(1 + 1{,}24 w_m),$$

pierderile termice cresc cu radicalul cubic al pătratului presiunilor. După formulele mai noi ale coeficienților de transmitere

$$\alpha_c = 2{,}1 \sqrt[3]{w_m}\sqrt{pT}, \text{ respectiv } \alpha_c = k\sqrt{pT},$$

pierderile termice cresc, pentru un anumit regim de funcționare, cu rădăcina patrată a presiunilor gazelor p. În formulele de mai sus w_m este viteza medie a pistonului, iar p și T sînt valorile momentane ale presiunii și temperaturii absolute din cilindrul motorului.

Temperaturile absolute ale gazelor prezintă în general o creștere slabă cu mărirea presiunii de alimentare. Pentru a avea o imagine despre variațiile de presiune și de temperatură ale gazelor din cilindrul motor, provocate de supraalimentarea la diferite presiuni, trebuie observat că, la o creștere a presiunii de alimentare de la 1 la 7 ata, presiunile medii cresc de la 5 la 20 ata, presiunile maxime de la 70 la 280 ata, iar temperaturile maxime de la 2 400 la 2 700°K. Schimbul de căldură în fracțiunea de timp $d\tau$ este proporțional cu expresia $\int_{\tau_1}^{\tau_2} \sqrt{pT}\, d\tau$. Pentru exemplul de mai sus, creșterea acestei expresii pe durata arderii și a destinderii este de circa 1,8—2 ori, pe cînd dezvoltarea energiei din cilindrul motor se mărește de 4—5 ori. În consecință, pierderile termice procentuale scad cu creșterea presiunii de alimentare. În aceasta constă principala ameliorare a gradului de perfecțiune η_g la înalta supraalimentare. Gradul izocor η_{iz} al diagramei scade în mică măsură, deoarece arderea se desfășoară mai lin la presiunile mai ridicate ale supraalimentării, mai ales cînd nu se aplică o răcire prealabilă a aerului (v. fig. 17). Influențarea gradului de perfecțiune prin componența sa izocoră este însă în general mică.

Factorul de acomodare al diagramelor ν poate fi complet neglijat, întrucît condițiile inițiale ale diagramei teoretice corespund celor ale diagramei reale.

La cilindrii în doi timpi trebuie să se țină seamă de încă o componentă a gradului de perfecțiune, și anume de factorul de schimbare a șarjei η_{sc}, care depinde de sistemul și de condițiile de baleiaj. Influența acestei componente rezultă din valoarea ariei IV. După datele din practică se știe că valorile gradelor de perfecțiune la motoarele cu autoaprindere în

patru timpi, supraalimentate la presiunile de 1,5—3 ata, sînt $\eta'_g \approx 0{,}85...0{,}92$. Din comparațiile dintre diagramele teoretice și cele reale, corespunzătoare diferitelor presiuni de alimentare la puteri continue și condiții normale de baleiaj, s-a putut constata că valoarea totală a gradului de perfecțiune η_g al cilindrilor Diesel este foarte apropiată de 1 ($\eta_g \approx 0{,}98$) la presiuni de alimentare de 2—3 ata, pentru a crește pînă la 1,03 la presiuni de 7 ata. Aceasta se explică prin micșorarea pierderilor termice relative și prin umflarea buclei de schimbare a șarjei *IV* din diagrama din fig. 18. În fig. 22 se poate vedea mersul aproximativ al variației gradului de perfecțiune η_g în funcție de presiunea de alimentare.

Al treilea element al randamentului global îl constituie randamentul mecanic η_m, caracterizat prin pierderile care apar pe drumul energiei, de la cea indicată din cilindrul motor la cea a aerului comprimat din cilindrul compresor. În primul rînd vin în considerație frecările mecanice. Pierderi prin pompaj în sensul celor cunoscute la motoarele în patru timpi, nu intervin la generatorul cu pistoane libere. Alte pierderi mai apar prin acționarea diferitelor mașini auxiliare necesare răcirii și ungerii, precum și acționării pompelor de combustibil.

Pierderile prin frecări mecanice iau naștere în primul rînd datorită frecării grupurilor de pistoane în elementele de ghidare a lor. La aceasta se mai adaugă frecările dispozitivelor de sincronizare. Frecarea grupurilor de pistoane constă în frecarea segmenților în cilindrul motor și în cel compresor. În cazurile în care se folosesc etaje tampon separate, apar și acolo pierderi datorite frecării segmenților. Frecările propriu-zise ale pistoanelor mașinilor cu pistoane libere sînt mult mai mici decît ale pistoanelor motoarelor obișnuite, întrucît lipsesc orice componente normale ale forțelor care apasă obișnuit pistoanele de pereții laterali ai cilindrilor. Presiunile provocate de greutatea proprie a pistoanelor sînt foarte mici și pot fi complet evitate prin dispoziția verticală a cilindrilor. La toate mașinile cu contrapistoane sînt necesare tije de ghidare, care au rolul de a împiedica răsucirea reciprocă a ambelor grupuri de pistoane. Aceste tije de ghidare sînt fixate în grupurile de pistoane, astfel încît frecarea apare în garniturile de conducere fixe (dispozițiile *b*, *c* din fig. 9; v. și fig. 120 și 121), sau tijele de ghidare sînt fixe în carcasa mașinii, în care caz frecarea are loc în garniturile plasate în treptele de compre-

Scanned with OKEN Scanner

siune ale pistoanelor libere (dispoziția *a* din fig. 9; v. și fig. 112 și 119). La formele cu un singur piston, nefiind necesare dispozitivele de sincronizare, dispar și frecările corespunzătoare. În cazurile în care dispozitivul de injecție nu este acționat mecanic, ci autopneumatic, se poate renunța la formele cu un singur piston și la tijele de ghidare, astfel încît și aceste frecări dispar. La formele *h*, *i* și *j* trebuie luate în considerație și frecările care apar în garniturile de etanșare de separație dintre cilindrul motor și cel compresor.

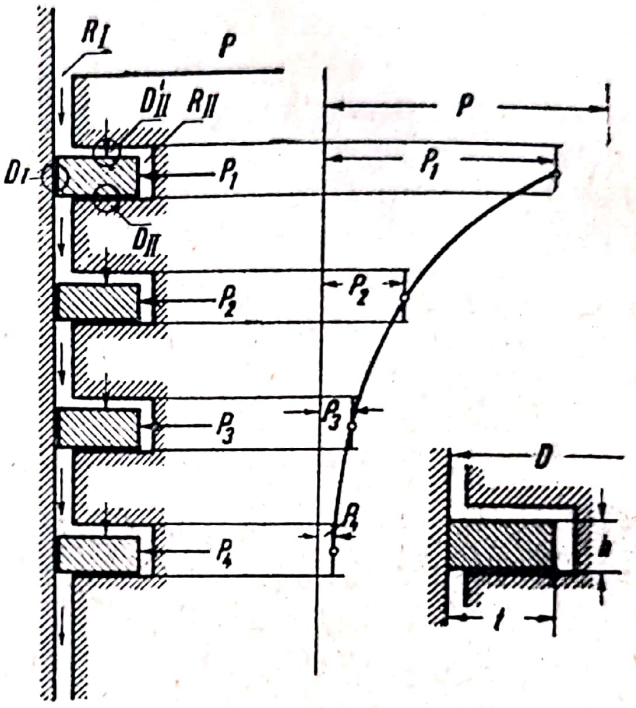


Fig. 23. Repartiția presiunilor gazului în spatele segmenților.

Determinarea tuturor pierderilor prin frecare este anevoioasă. Înainte de toate trebuie stabilite forțele și condițiile de frecare. Partea principală a frecărilor mecanice revine frecărilor segmenților atît în cilindrul motor, cît și în cilindrul compresor. Pierderile prin frecare din cilindrul motor sînt cel mai greu de determinat. În fig. 23 este reprezentată repartiția presiunilor în spatele segmenților. Etanșarea prin segmenți reprezintă, după cum se știe, un sistem de etanșare prin labirint cu spațiile sale inelare și porțiunile de gîtuire. Fără a intra aici în problema scăpărilor de gaze prin acest labirint de etanșare a pistonului, se va preciza numai că spațiile inelare R_I și R_{II}, cum și suprafețele de etanșare D_I și D_{II}, respectiv D'_{II}, provoacă prin laminarea gazelor căderea de presiune pînă în dreptul segmentului respectiv. Aceste căderi de presiune depind de eficacitatea etanșării, adică de felul segmenților, de jocurile lor și de precizia prelucrărilor. Din această cauză un calcul exact este destul de dificil de efectuat. Pentru condiții normale de funcționare cu segmenți avînd secțiuni dreptunghiulare cu prelucrarea late-

rală îngrijită și o etanșare specifică bună, pot fi obținute valori practic utilizabile ale presiunilor de gaze din spatele segmenților, care corespund rezultatelor încercărilor, aplicînd formula empirică:

$$p_n = \frac{p}{1{,}3 \cdot n^2} \tag{24}$$

în care:

p_n este presiunea gazului din spatele segmentului corespunzător;

n — numărul segmentului, socotit de la camera de compresiune;

p — presiunea momentană a gazului din camera de compresiune (cilindru).

Forța care apasă segmentul de peretele cilindrului se poate determina cu relația:

$$F_n = \pi\,(D-2t)hp_n + \pi Dhp_{el}, \tag{25}$$

în care p_{el} este presiunea elastică proprie a segmentului, aceeași pentru toți segmenții și care rămîne constantă putînd fi admisă la 1,5 kgf/cm^2. Dacă se notează cu μ coeficientul de frecare, forța de frecare a tuturor segmenților rezultă din:

$$F_{rs} = \sum_{n=1}^{n=i} \mu_n\,[\pi\,(D-2t)\,hp_n + \pi\,Dhp_{el}]. \tag{26}$$

Pierderea totală de energie datorită frecărilor segmenților în timpul unui ciclu funcțional devine atunci:

$$L_{rs} = \oint \sum_{n=1}^{n=i} \mu_n\,[\pi\,(D-2t)\,hp_n + \pi Dhp_{el}]dS. \tag{27}$$

Presiunea gazului p_n din spatele segmenților variază o dată cu presiunea gazului p în timpul unui ciclu aproximativ în sensul formulei (24). În ce privește coeficientul de frecare μ, aceasta depinde de condițiile de frecare din cilindrul motor, foarte variate în timpul unui ciclu. Sub influența unor temperaturi foarte diferite ale filmului de ulei, a vitezelor variate de alunecare și a presiunilor segmenților, condițiile de frecare în apropierea punctelor moarte corespund aproape celor ale frecării uscate — în special în apropierea punctului mort inte-

Scanned with OKEN Scanner

rior — pentru a trece spre mijlocul cursei în cele ale frecării semifluide și fluide.

Aceste fenomene pot fi reprezentate într-un sistem de coordonate trirectangulare, avînd drept axe, axa coeficienților de frecare, cea a cursei și cea a vitezei sau a unei mărimi înrudite (cifra de similitudine, caracteristica portanței, grosimea filmului de ulei), printr-o suprafață din spațiu formată de curbele Stribeck corespunzătoare condițiilor existente de frecare. Pentru fiecare segment pot fi însemnate pe această suprafață, sub formă de curbă spațială, condițiile de frecare de-a lungul curselor spre interior și exterior ale pistonului liber, ordonatele acestei curbe reprezentînd valoarea momentană a coeficientului de frecare μ_n.

Pentru a putea obține suprafața spațială amintită, respectiv curbele Stribeck care o compun, trebuie cunoscute temperaturile și viscozitățile filmului de lubrifiant cu care vine în contact segmentul respectiv. Ținînd seamă de viteza de alunecare și de presiunea exercitată asupra filmului de ulei, va putea fi determinat coeficientul de frecare μ.

Calculele se fac conform teoriei hidrodinamice a ungerii, cu ajutorul formulelor:

coeficientul de frecare $\mu = k_1 \sqrt{\frac{\eta w}{p}}$;

grosimea statică a filmului de lubrifiant $h_1 = k_2 \sqrt{3\pi} \sqrt{\frac{\eta}{p\tau}}$;

grosimea dinamică a filmului de lubrifiant $h_2 = k_3 \sqrt{\frac{\eta w}{p}}\, l$,

în care:

η este viscozitatea dinamică a filmului de lubrifiant;
w — viteza momentană a pistonului liber;
p — presiunea exercitată asupra filmului de lubrifiant;
l — lungimea caracteristică a suprafețelor de frecare;
τ — fracțiunea de timp a duratei contactului dintre suprafețele de frecare în apropierea punctelor moarte;
$k = k_2 \sqrt{3\pi}$ — o constantă.

Este clar că, mai ales la mașinile termice cu pistoane libere, la care presiunile gazelor și solicitările termice sînt deosebit de ridicate, segmentul superior suportă condițiile de fre-

care cele mai dezavantajoase cu coeficienții de frecare cei mai mari, care corespund, în jurul punctului mort interior, aproape celor din frecarea uscată. Aceasta, împreună cu solicitările mecanice mari datorite presiunilor ridicate ale gazelor, justifică propunerea — pe care de altfel unele fabrici o aplică recent la mașinile cu pistoane libere — de a se executa segmenții pistonului motor din oțel special cu cromarea poroasă a suprafețelor de glisare.

După stabilirea valorilor coeficienților de frecare pentru toți segmenții în timpul unei curse spre interior și exterior — ceea ce poate fi exprimat avantajos sub formă de curbă — și a presiunilor p_n, poate fi determinat lucrul mecanic total de frecare al segmenților L_{rs} din timpul unui ciclu, conform relației (27), cu ajutorul unei integrări grafice.

Pierderile datorite frecării segmenților din cilindrul compresor pot fi mult mai ușor determinate, lipsind condițiile speciale ale solicitărilor mecanice și termice ridicate și avînd la dispoziție date utile din construcția compresoarelor. Celelalte pierderi prin frecare, cum ar fi cele din garniturile tijelor de ghidare precum și în articulațiile sau pinioanele dispozitivelor de sincronizare, pot fi de asemenea determinate cu ușurință după metodele obișnuite din construcția mașinilor.

Din însumarea tuturor pierderilor mecanice rezultă valoarea totală a acestor pierderi L_r, din care se poate apoi determina randamentul mecanic, cu ajutorul relației:

$$\eta_n = \frac{L_{M_i} - L_r}{L_{M_i}} .$$

Tabela 1 dă valorile aproximative ale pierderilor mecanice pentru diferite forme constructive de mașini termice cu pistoane libere.

Valorile cuprinse în tabelă, reprezentînd valori directoare ce pot servi drept bază de proiectare, arată cu cît pierderile mecanice la mașinile termice cu pistoane libere sînt mai mici decît cele ale motoarelor obișnuite cu ambielaje. Este de remarcat că, la formele constructive cu acțiune dublă, puterea corespunzătoare pierderilor mecanice se raportează la o putere indicată mai mare (circa cu 70%), de unde ar rezulta o îmbunătățire a randamentului mecanic. La mașinile cu un singur piston, randamentul mecanic se îmbunătățește de asemenea din cauza lipsei dispozitivului de sincronizare. Dacă,

Scanned with OKEN Scanner

Tabela 1. **Pierderile mecanice L_r și randamentele η_m pentru diferite forme de mașini termice cu pistoane libere. Valorile pierderilor, exprimate în procente, se referă la puterea de durată la o presiune de alimentare de 4 ata**

	Forma *a* %	Forma *b* %	Forma *e* %	Forma *j* %	Forma *j* %	Forma *h* %
Pierderi prin frecarea segmenților (pistoanelor) în cilindrul motor	2,60	2,60	3,70	1,83	2,60	1,85
Pierderi prin frecarea segmenților (pistoanelor) în cilindrul compresor	3,45	3,45	2,45	2,45	3,45	2,45
Pierderi suplimentare prin frecarea segmenților (pistoanelor) în cilindrul tampon	—	1,8	—	—	—	—
Pierderi prin frecări ale dispozitivului de sincronizare	1,50	1,50	1,10	1,10	—	—
Pierderi prin frecări ale tijelor de ghidare	0,45	0,45	0,30	0,30	(0,45)	(0,30)
Pierderi prin frecări în garniturile de etanșare	—	—	—	0,85	—	0,85
Pierderi pentru acționarea sistemului de injecție	0,18	0,18	0,15	0,15	0,18	0,15
Pierderi pentru acționarea instalațiilor de răcire	0,75	0,75	0,70	0,70	0,75	0,70
Pierderi pentru acționarea instalațiilor de ungere	0,37	0, 7	0,30	0,30	0,37	0,30
Valoarea totală a pierderilor mecanice pe ciclu — *Lr*	0,30	11,10	8,70	7,70	7,35 (7,80)	6,30 (6,60)
Randamentul mecanic ηm	0,907	0,889	0,913	0,923	0,926 (0,928)	0,937 (0,934)

afară de aceasta, se mai folosește și un dispozitiv de injecție autopneumatic, atunci se poate renunța și la tijele de ghidare, datorită cărui fapt, pe lîngă simplificarea constructivă și ușurarea lucrărilor de centrare, s-ar putea obține o nouă reducere a pierderilor mecanice.

Întrucît presiunile normale pe suprafața cilindrului și celelalte presiuni din lagăre care apar obișnuit la motoarele cu ambielaje lipsesc la mașinile cu pistoane libere, pierderile mecanice cresc într-o măsură mai mică decît puterea mașinii. Consecința acestei comportări este că, la presiuni de alimentare, respectiv la puteri specifice mai mari ale mașinilor cu pistoane libere, randamentele mecanice ale acestora ating valori mai mari.

Scanned with OKEN Scanner

III. CALCULUL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Transformări energetice în mașinile termice cu pistoane libere

În capitolul II s-a arătat că, în decursul unui ciclu, lucrul mecanic din cilindrul motor trebuie să fie egal cu lucrul mecanic de compresiune și refulare a aerului, ceea ce a fost exprimat prin relația:

$$L_{M_i}\,\eta_m = L_{C_i}\,.$$

După stabilirea randamentelor ciclului din cilindrul motor (cap. II, § 2), se poate trece la determinarea energiei efective transmise pistonului liber, corespunzător formulei (20).

În formula (20) lucrul mecanic din cilindrul motor a fost exprimat prin intermediul cantității de combustibil B, corespunzătoare unui ciclu. Uneori pare avantajos să se înlocuiască cantitatea de combustibil B prin șarja de aer a cilindrului motor G_{A_u}, respectiv prin volumul cilindrului motor V_{t_M}, cu respectarea condițiilor de funcționare.

În acest caz va fi valabilă relația:

$$L_{M_e} = L_{M_i}\,\eta_m = \frac{1}{A}\,G_{A_u}\,\frac{H_i}{\alpha_{L_0}}\,\eta_t\,\eta_g\,\eta_m\,. \qquad (28)$$

Se poate scrie de asemenea $G_{A_u} = \gamma_0\,V_{A_{u_0}}$; $V_{A_{u_0}}$ reprezintă volumul șarjei utile a cilindrului motor în condiții normale, sau, dacă se utilizează randamentul volumetric redus de baleiaj η_{v_0}, atunci:

$$G_{A_u} = \gamma_0\,V_{t_M}\,\eta_{v_0}\,.$$

Scanned with OKEN Scanner

Expresia randamentului volumetric redus de baleiaj:

$$\eta_{v_0} = \frac{V_{A_u}}{V_{t_M}} \cdot \frac{pT_0}{p_0 T}, \qquad (29)$$

în care raportul V_{A_u}/V_{t_M} dintre șarja avută și volumul total al cilindrului motor reprezintă randamentul volumetric de baleiaj η_v, duce la relația:

$$G_{A_u} = \gamma_0 V_{t_M} \eta_v \frac{pT_0}{p_0 T}. \qquad (30)$$

Prin folosirea relației caracteristice se poate scrie:

$$G_{A_u} = \frac{V_{A_u} p}{R_A T} \text{ sau } G_{A_u} = \frac{V_{t_M} p}{RT} \eta_v.$$

Astfel lucrul mecanic din cilindrul motor poate fi exprimat și prin:

$$L_{M_e} = L_{M_i} \eta_m = \frac{1}{A} \cdot \frac{H_i}{\alpha A_0} \eta_t \eta_g \eta_m V_{t_M} \frac{p_{sm}}{R_L T_{sm}} \eta_v, \qquad (31)$$

deoarece presiunea și temperatura inițială a șarjei cilindrului motor corespund valorilor medii de baleiaj.

În locul randamentului volumetric de baleiaj η_v poate fi folosită și participația relativă volumetrică a gazelor reziduale δ, fiind valabilă relația $\eta_v = 1 - \delta$, astfel încît:

$$L_{M_e} = L_{M_i} \eta_m = \frac{1}{A} \cdot \frac{H_i}{\alpha A_0} \eta_t \eta_g \eta_m V_{t_M} \frac{p_{sm}}{R_L T_{sm}} \cdot (1 - \delta). \qquad (32)$$

Valorile randamentelor volumetrice η_v, respectiv ale participațiilor gazelor reziduale δ, vor fi tratate la paragraful „Schimbarea șarjei și problema curgerii aerului de baleiaj".

Lucrul mecanic indicat de compresiune și refulare din cilindrul compresor poate fi exprimat astfel prin folosirea randamentului adiabatic de compresiune η_{ad}:

$$L_{C_i} = \frac{1}{\eta_{ad}} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_A R_L T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]. \qquad (33)$$

În acest caz, ecuația inițială a energiilor devine:

$$\frac{1}{A} G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha A_0} \eta_t \eta_g \eta_m = \frac{1}{\eta_{ad}} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_A R_L T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]. \qquad (34)$$

La tipurile spre interior la care diagrama indicată de compresiune și refulare ia naștere și prin intermediul lucrului me-

canic de rearuncare din perna de aer, va trebui ținut seamă și de randamentul pernei de aer η_A (v. p. 78).

În acest caz ecuația (34) devine:

$$\frac{1}{A} G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha_{A_0}} \eta_t \eta_g \eta_m = \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_A R_L T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]. \quad (35)$$

Randamentul compresorului $\eta_c = \eta_{ad} \cdot \eta_A$ nu cuprinde și pierderile mecanice ale compresorului; acestea sînt conținute în randamentul mecanic η_m al întregii mașini cu pistoane libere.

Din relația (35) rezultă raportul dintre greutatea aerului refulat de compresor și greutatea aerului util din cilindrul motor:

$$\frac{G_A}{G_{A_u}} = \frac{\frac{H_i}{\alpha A_0} \eta_t \eta_g \eta_m}{A \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R_L T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]} \quad (36)$$

Dacă se ține mai departe seamă că debitul aproximativ de aer din compresor rezultă din relația:

$$G_A = \frac{\lambda_c V'_{h_c} p_0}{R_L T_0}, \quad (37)$$

unde gradul de umplere λ_c corespunde expresiei:

$$\lambda_c = 1 - \varepsilon_c \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_c}} - 1 \right], \quad (38)$$

iar cantitatea utilă de aer din cilindrul motor rezultă din ecuația:

$$G_{A_u} = \eta_v \frac{V_{t_M} \cdot p_{sm}}{R_i \cdot T_{sm}} \quad (39)$$

(dimensiunile mașinii au fost deduse din fig. 24), atunci pot fi stabilite relațiile dintre presiunea de compresiune p_c, coeficientul de aer α și raportul diametrelor din cilindrul compresor și cilindrul motor D_C/D_M.

În cazul unui calcul mai precis, va trebui să se țină seamă și de diminuarea greutății șarjei din cilindrul compresor prin umezeala aerului, cum și prin pierderile de neetanșeitate în dreptul supapelor, segmenților pistonului și al presetupelor.

Scanned with OKEN Scanner

În acest caz va trebui socotit ca un factor de umplere λ'_c, corespunzător relației:

$$\lambda'_c = \lambda_c \cdot \lambda_u \cdot \lambda_p,$$

în care λ_u este factorul de reducere a umplerii datorită umezelii aerului, iar λ_p — factorul de reducere a umplerii datorită pierderilor de neetanșeitate.

În condiții normale de exploatare, produsul $\lambda_u \lambda_p$ se cifrează la 0,95 . . . 0,98.

Pentru a putea calcula mărimile care caracterizează funcționarea mașinilor termice cu pistoane libere, trebuie stabilită înainte de toate poziția relativă de funcționare, respectiv de oscilație, a pistoanelor libere. Această poziție de funcționare este caracterizată prin pozițiile limită între care oscilează pistonul liber, respectiv prin cursa pistonului liber S'_h și raportul volumetric de compresiune al cilindrului motor ε.

În cazul unei mașini cu pistoane libere existente (al unor dimensiuni stabilite ale mașinii) rezultă o anumită poziție de funcționare a pistoanelor libere, la valori anumite ale coeficientului de aer, ale presiunii aerului din cilindrul compresor, cum și ale caracteristicilor pernei de aer.

Dacă nu se cunosc dimensiunile mașinii cu pistoane libere — ceea ce este de obicei cazul la proiectarea unei instalații noi — și dacă se cunoaște numai puterea utilă și eventual presiunea gazelor de lucru, atunci vor trebui întîi adoptate valori uzuale pentru coeficientul de aer α și raportul de compresiune ε din cilindrul motor. Ținînd seamă de valorile corespunzătoare ale randamentelor și de presiunea de compresiune p_c, vor putea fi deduse, prin intermediul ecuației energiilor (31), relațiile dintre dimensiunile mașinii.

După o astfel de stabilire a dimensiunilor mașinii trebuie determinată poziția de funcționare a pistoanelor libere, amintită anterior, adică trebuie examinat dacă între cursa pistonului liber S'_h, raportul de compresiune din cilindrul motor ε și coeficientul de aer α există relațiile potrivite.

În cele ce urmează se va analiza poziția de funcționare la formele principale ale mașinilor termice cu pistoane libere.

La mașinile termice cu pistoane libere cu acțiune simplă, determinarea precisă a poziției de lucru a pistoanelor libere este relativ dificilă, mai ales dacă se ține seamă de efectul stabilizatorului (v. cap. „Reglajul mașinilor termice cu pistoane libere").

Scanned with OKEN Scanner

Afară de aceasta, trebuie examinat dacă echilibrul energiilor stabilit pentru întregul ciclu rămîne valabil și pentru fiecare cursă în parte. Astfel, la mașinile obișnuite cu acțiune simplă va trebui adaptată energia din perna de aer la energiile care aruncă pistoanele libere spre exterior.

Pentru determinarea valorilor S'_h și ε, se folosesc la formele cu acțiune simplă a și e (v. fig. 9) ecuațiile de energie (3) și (4) cunoscute de-a lungul celor două curse ale pistoanelor libere, care vor putea fi acum scrise, respectînd pierderile mecanice, în felul următor:

Cursa de lucru $$\eta_{m_1}(L_{M_d} + L_{C_d}) = L_{A_c} \cdot \quad (40)$$

Cursa de întoarcere $$\eta_{m_2} L_{Ad} = L_{C_{cf}} + L_{M_c} \cdot \quad (41)$$

Randamentul mecanic η_{m_1} corespunde condițiilor de frecare ale cursei de lucru, pe cînd η_{m_2}, celor ale cursei de întoarcere.

Energiile de mai înainte pot fi calculate pe baza formulelor ce vor urma, corespunzător la diferite valori ale poziției de lucru a pistoanelor libere și trasate sub formă de curbe deasupra drumului pistoanelor libere. Acum se poate determina pe cale grafică poziția efectivă de lucru a pistoanelor libere. Soluționarea acestei probleme însă nu este mai dificilă pe cale analitică.

În fig. 24 s-au notat:

a) de partea cilindrului motor:

V_{c_M} — volumul variabil al camerei de compresiune din cilindrul motor;

V_{t_M} — volumul util (care rămîne după închiderea orificiilor de evacuare) al cilindrului motor, care reprezintă o mărime constantă, constructivă, a mașinii;

V'_{tM} — volumul total al cilindrului motor limitat de fundul pistonului, care depășește volumul total util cu volumul corespunzător lungimii orificiilor descoperite;

V_{h_M} — volumul eficace al cursei;

V'_{h_M} — volumul total al cursei;

S_h — cursa eficace a pistonului;

S'_h — cursa totală a pistonului;

b) de partea cilindrului compresor și a tamponului de aer:

V_0 — volumul constant al spațiului vătămător care rămîne în cilindrul compresor în jurul supapelor de aspirație și refulare, cînd pistonul se găsește în poziția cea mai avansată spre stînga ($V_{cM}=0$);

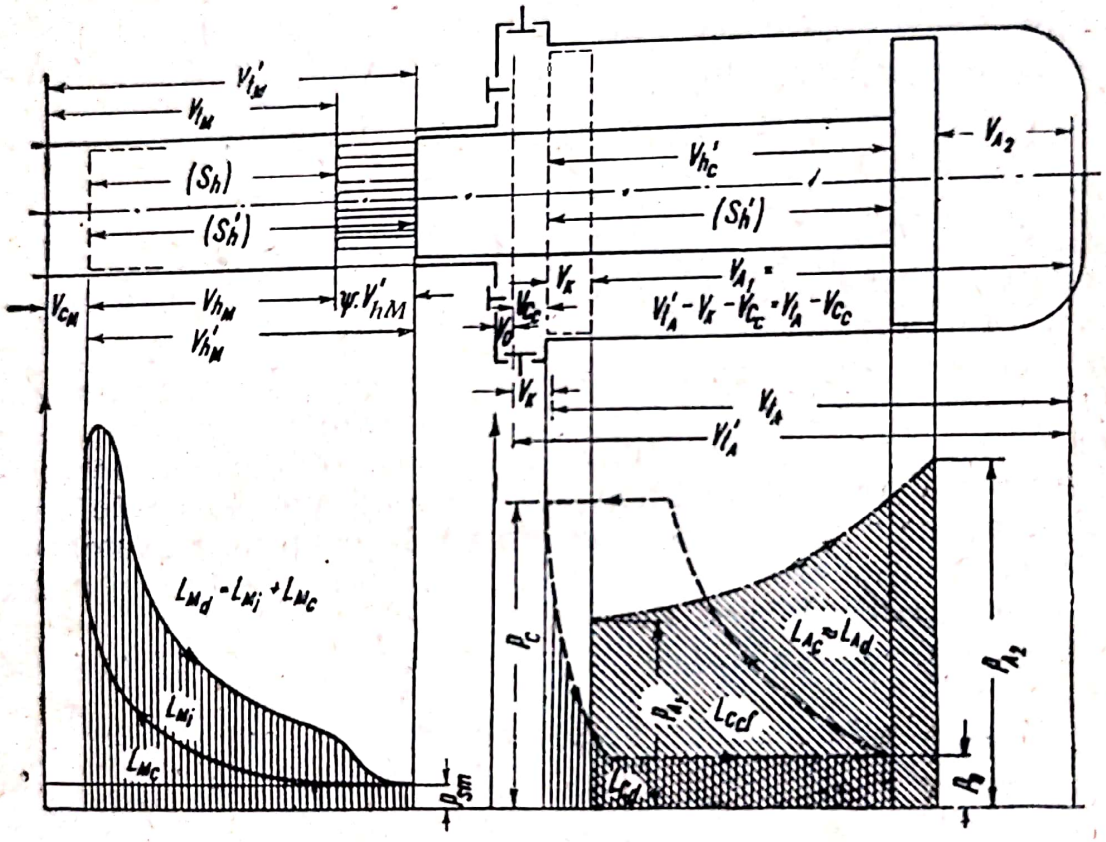


Fig. 24. Schema pentru determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere la tipul „spre interior" cu acțiune simplă.

V_{Cc} — volumul spațiului de compresiune din cilindrul compresor, corespunzător volumului de compresiune V_{cM} din cilindrul motor ($V_{Cc}=\frac{F_C}{F_M}V_{cM}$, unde F_C și F_M reprezintă secțiunile cilindrului compresor, respectiv motor);

V_K — volumul corespunzător grosimii pistonului;

V_{A_1} — valoarea maximă a volumului tamponului de aer corespunzătoare unei anumite poziții de funcționare;

V_{A_2} — valoarea minimă a volumului tamponului de aer;
V_{t_A} — volumul maxim posibil al tamponului de aer;
V'_{t_A} — volumul cilindrului compresor, inclusiv cel al spațiului-tampon, însă exclusiv cel al spațiului vătămător minim.

Raportul volumetric de compresiune din cilindrul motor corespunde valorii:

$$\varepsilon = \frac{V_{t_M}}{V_{c_M}} = \frac{V_{h_M} + V_{c_M}}{V_{c_M}} .$$

Cu aceste notații și ținînd seamă de expresia lucrului mecanic din cilindrul motor, lucrul mecanic transmis pistonului liber poate fi scris:

$$L_{M_d} = L_{M_i} + L_{M_c} = \frac{1}{A} \frac{H_i}{\alpha A_0} \eta_t \eta_g V_{t_M} \eta_v \frac{p_{sm}}{R_L T_{sm}} +$$

$$+ \frac{1}{n_M - 1} p_{sm} V_{t_M} (\varepsilon^{n_M - 1} - 1) + p_{sm} F_M S'_h - p_{sm} V_{t_M} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right), \quad (42)$$

În relația de mai sus numai ε și S'_h reprezintă necunoscute, pe cînd celelalte mărimi au valori bine precizate. Prin folosirea unor simboluri de prescurtare se obține ecuația:

$$L_{M_d} = L_{M_i} + \frac{1}{\lambda} \beta (\varepsilon^{\lambda} - 1) + \gamma S'_h - \beta \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right). \quad (43)$$

Lucrul mecanic absolut de destindere a restului de aer din spațiul vătămător al cilindrului compresor poate fi scris:

$$L_{C_d} = \frac{1}{n_D - 1} p_c (V_0 + V_{C_c}) \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}}\right] +$$

$$+ \left[V_0 + V_{C_c} + V'_{hc} - (V_0 + V_{C_c}) \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{1}{n_D}}\right] p_0, \quad (44)$$

n_D fiind exponentul politropei de destindere a restului de aer în spațiul vătămător.

În locul acestei relații se mai poate scrie:

$$L_{C_d} = V_0 \left\{ \frac{1}{n_D - 1} p_c \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} \right] + p_0 \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} \right] \right\} +$$

$$+ V_{C_c} \left\{ \frac{1}{n_D - 1} p_c \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} \right] + p_0 \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} \right] \right\} + p_0 V'_{hc}. \quad (45)$$

Notînd $V_{Cc} = \frac{F_C}{F_M} V_{t_M}$ cu μ și folosind substituiri corespunzătoare, se obține relația:

$$L_{C_d} = V_0 \delta + \frac{\mu}{\varepsilon} \delta + p_0 F_C S'_h. \quad (46)$$

Lucrul mecanic de compresiune din tamponul de aer se calculează cu expresia:

$$L_{A_c} = \frac{1}{n_A - 1} p_{A_1} V_{A_1} \left[\left(\frac{V_{A_1}}{V_{A_2}} \right)^{n_A - 1} - 1 \right] \quad (47)$$

După cum se poate vedea din ecuația (40), prin lucrul mecanic de compresiune din perna de aer L_{A_c} are loc frînarea mișcării spre exterior a pistoanelor libere. Distanța de frînare trebuie să corespundă exact cursei motoare S'_h. Astfel ecuația (47) poate fi scrisă și astfel:

$$L_{A_e} = \frac{1}{n_A - 1} p_{A_1} (V_{A_2} + F_A S'_h) \left[\left(\frac{V_{A_2} + F_A S'_h}{V_{A_2}} \right)^{n_A - 1} - 1 \right]. \quad (48)$$

În această relație s-a notat cu F_A secțiunea tamponului de aer.

Așadar, în cazul unor dimensiuni stabilite ale mașinii cu pistoane libere, adaptarea lucrului mecanic de compresiune din tamponul de aer la energiile ce deplasează pistonul liber spre exterior poate fi realizată numai prin stabilirea unei valori corespunzătoare a presiunii inițiale din tamponul de aer p_{L_1}. Această presiune rezultă din măsura încărcării, respectiv a descărcării tamponului de aer sub efectul stabilizatorului. Acest lucru va fi clarificat mai amănunțit la paragraful care se ocupă cu problema reglajului.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul proiectării unei mașini cu pistoane libere noi, se poate alege întîi presiunea inițială p_{A_1} pentru a se stabili apoi prin intermediul relației (48) volumul pernei de aer V_{A_2}. Adoptarea presiunii p_{A_1} poate avea loc în mod convenabil cu ajutorul diagramei din fig. 25. Această diagramă reprezintă presiunile inițiale din perna de aer ale mașinii cu pistoane libere GS-34, în funcție de presiunea gazelor de lucru. La admiterea unei juste valori a acestei presiuni dificultatea constă în determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere, întrucît această presiune depinde de stabilizator, respectiv de reglajul corespunzător al arcului stabilizatorului. A alege o anumită presiune din spațiul-tampon înseamnă, din această cauză, a prescrie apriori stabilizatorului o anumită comportare.

Pentru determinarea analitică a poziției de funcționare a pistoanelor libere, ecuația (47) se va scrie:

$$L_{A_c} = \frac{1}{n_A - 1} p_{A_1} \left(V_{t_A} - \frac{F_A}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} \right) \times$$

$$\times \left[\left(\frac{V_{t_A} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon}}{V_{t_A} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} - F_C S_h'} \right)^{n_A - 1} - 1 \right], \qquad (49)$$

care duce la relația

$$L_{A_c} = \frac{1}{\nu} p_{A_1} \left(V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon} \right) \left[\left(\frac{V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_C S_h'} \right)^{\nu} - 1 \right]. \qquad (50)$$

În aceste relații $\frac{F_A}{F_M} V_{t_M}$ s-a notat cu μ $(F_A = F_C)$.

Lucrul mecanic de destindere L_{A_d} din tamponul de aer, care contează ca lucrul mecanic ce pune în mișcare pistonul liber în timpul cursei de întoarcere, se deosebește de lucrul mecanic de compresiune corespunzător L_{A_c} numai prin pierderile corespunzătoare ireversibilității (pierderi termice, pierderi datorite neegalizării presiunilor etc.). Aceste pierderi au fost exprimate prin randamentul tamponului de aer η_A, putîndu-se astfel scrie $L_{A_d} = \eta_A L_{A_C}$.

Valoarea lucrului mecanic absolut de compresiune și de refulare din cilindrul compresor $L_{C_{cf}}$ rezultă din:

$$L_{C_{cf}} = \frac{1}{n_C - 1} p_0 (V_0 + V_{C_c} + V'_{h_c}) \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{n_C - 1}{n_C}} - 1 \right] + \\ + \left[(V_0 + V_{C_c} + V'_{h_c}) \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{1}{n_C}} - V_0 - V_{C_c} \right] p_c, \qquad (51)$$

relație care mai poate fi scrisă:

$$L_{C_{cf}} = \rho \left(V_0 + \frac{\mu}{\varepsilon} + F_C S'_h \right) (\pi_1 - 1) + \\ + \left[\left(V_0 + \frac{\mu}{\varepsilon} + F_C S'_h \right) \sigma - V_0 - \frac{\mu}{\varepsilon} \right] p_c, \qquad (52)$$

iar după gruparea în raport cu necunoscutele ε și S'_h se obține:

$$L_{C_{cf}} = \frac{\mu}{\varepsilon} [\rho (\pi_1 - 1) + (\sigma - 1) p_c] + S'_h F_C (\pi_1 - 1 + \sigma p_c + \\ + V_0 [\rho (\pi_1 - 1) + (\sigma - 1) p_c]. \qquad (53)$$

Ecuațiile (40) și (41) pot fi scrise acum astfel:

$$\eta_{m_1} \left[L_{M_i} + \frac{1}{\lambda} \beta (\varepsilon^\lambda - 1) + \gamma S'_h - \beta \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) + V_0 \delta + \frac{\mu}{\varepsilon} \delta + \right. \\ \left. + p_0 F_C S'_h \right] = \frac{1}{\nu} p_{A_1} \left(V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon} \right) \left[\left(\frac{V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_C S'_h} \right)^{\nu} - 1 \right] \qquad (54)$$

și

$$\eta_{m_2} \frac{1}{\nu} p_{A_1} \left(V_{t_A} - \frac{\mu}{\varepsilon} \right) \left[\left(\frac{V t_A - \frac{\mu}{\varepsilon}}{V t_A - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_C S'_h} \right)^{\nu} - 1 \right] = \\ = \frac{\mu}{\varepsilon} [\rho (\pi_1 - 1) + (\sigma - 1) p_c] + S'_h F_C (\pi_1 - 1 + \sigma p_c) + \\ + V_0 [\rho (\pi_1 - 1) + (\sigma - 1) p_c] + \frac{1}{\lambda} \beta (\varepsilon^\lambda - 1) + \gamma S'_h - \beta \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right). \qquad (55)$$

Acest sistem de două ecuații cu două necunoscute ε și S'_h nu este ușor de rezolvat, din cauza exponenților expresiilor care conțin termenul ε.

Întrucît, cum s-a arătat la studiul randamentelor mecanice, acestea ating valori destul de ridicate la mașinile cu pistoane libere, se poate admite, într-o primă aproximație

$$\eta_{m_2} L_{A_d} \approx L_{A_d} \approx L_{A_c}$$

și

$$\eta_{m_1} L_{M_c} \approx L_{M_c} .$$

În acest caz, din adunarea ecuațiilor (40) și (41), respectiv (54) și (55), rezultă cunoscuta ecuație de bază:

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = L_{C_i},$$

respectiv

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = \frac{1}{\eta_c}\left\{\frac{n_C}{n_C-1} p_0\left(V_0 + \frac{F_C}{F_M}\frac{V_{M_l}}{\varepsilon} + F_C S'_h\right)\left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{n_C-1}{n_C}} - 1\right] - \right.$$

$$\left. - \frac{n_D}{n_D-1} p_c\left(V_0 + \frac{F_C}{F_M}\frac{V_{M_l}}{\varepsilon}\right)\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{n_D-1}{n_D}}\right]\right\}, \qquad (57)$$

care mai poate fi scrisă:

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = n_C \rho\left(V_0 + \frac{\mu}{\varepsilon} + F_C S'_h\right)(\pi_1 - 1) - n_D \omega\left(V_0 + \frac{\mu}{\varepsilon}\right)(1 - \pi_2),$$

respectiv

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = \frac{\mu}{\varepsilon}\left[n_C \rho\,(\pi_1 - 1) + n_D \omega\,(\pi_2 - 1)\right] + S'_h F_C n_C \rho\,(\pi_1 - 1) +$$

$$+ V_0\left[n_C \rho\,(\pi_1 - 1) + n_D \omega\,(\pi_2 - 1)\right]. \qquad (58)$$

Din această ecuație se poate deduce mai simplu relația dintre cursa pistonului liber S'_h și raportul volumetric de compresiune ε.

Astfel rezultă:

$$S_h' = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}[n_c p(\pi_1 - 1) + n_D \omega(\pi_2 - 1)] - V_0[n_C p(\pi_1 - 1) + n_D \omega(\pi_2 - 1)]}{F_C n_c p(\pi_1 - 1)}, \quad (59)$$

respectiv

$$S_h' = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}(X + Y) - V_0(X + Y)}{F_C X} \quad (60)$$

În cazul proiectării unei mașini se recomandă ca, după stabilirea dimensiunilor mașinii, să se examineze valoarea cursei pistoanelor libere prin intermediul relației (59), menținîndu-se valorile pentru α, p_c și ε (funcționare normală). După aceasta vor putea fi stabilite caracteristicile pernei de aer, după cum a fost descris la pag. 73. Dacă va mai trebui determinată poziția de funcționare a pistoanelor libere corespunzătoare unor alte condiții de exploatare (sarcină parțială), atunci, respectînd coeficientul de aer și presiunea gazelor de lucru, se vor introduce întîi în ecuația (59) valorile pentru ε și se vor calcula valorile corespunzătoare S_h', iar apoi se vor introduce aceleași valori ale lui ε și valorile corespunzătoare S'_h în ecuația (54) pentru verificare. Procedînd sistematic, pot fi găsite valorile corecte ale lui ε și S_h', întrucît factorii constanți, o dată calculați, rămîn aceiași pentru toate încercările. După cum s-a amintit anterior, poziția de funcționare a pistoanelor libere poate fi determinată și pe cale grafică. În mod asemănător se procedează și în cazul unor dimensiuni existente ale mașinii, unde va trebui determinată la fel poziția pistoanelor libere (valorile ε și S_h') corespunzătoare unor anumite condiții de exploatare (valori α și p_c).

Pentru determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere, pot fi admise următoarele valori ale exponenților politropici:

- exponentul politropei de compresiune din cilindrul motor $n_M \approx 1{,}33 \ldots 1{,}35$ pentru $\varepsilon \approx 18 \ldots 10$;
- exponentul politropei de destindere a restului de aer din cilindrul compresor $n_D \approx 1{,}25$ la $p_c/p_0 \approx 4$; $n_D > 1{,}25$ la $p_c/p_0 < 4$ și $n_D < 1{,}25$ la $p_c/p_0 > 4$;
- exponentul politropei de compresiune din tamponul de aer $n_A \approx 1{,}4$; aceeași valoare poate fi admisă și pentru exponentul politropei de compresiune din cilindrul compresor n_c.

Scanned with OKEN Scanner

Spațiul vătămător V_0 al cilindrului compresor este condiționat în primul rînd de felul și poziția supapelor de admisiune și de refulare și trebuie calculat în consecință; poate fi admis în schimb în mod aproximativ la 3—5% din valoarea medie a volumului cursei din cilindrul compresor.

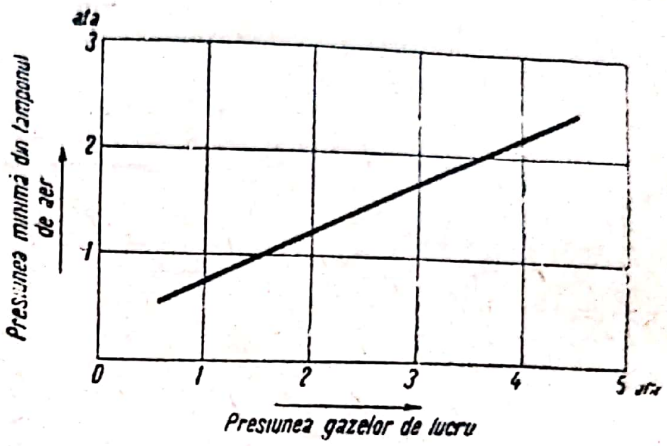


Fig. 25. Valori ale presiunii inițiale din tamponul de aer în funcție de presiunea gazelor de lucru.

Ca valori directoare pentru presiunile minime din tamponul de aer p_{A_1} pot fi adoptate cele din diagrama reprezentată în fig. 25. În continuare se pot calcula presiunea finală p_{A_2} din tamponul de aer și volumul minim al spațiului-tampon V_{A_2} corespunzător acestei presiuni, controlînd totodată siguranța funcționării.

Calculele de mai sus au fost efectuate cu un singur grup de pistoane, măsură justificată prin simetria constructivă și funcțională a mașinilor cu contrapistoane. Trebuie să se țină însă seamă că, prin mișcarea pistoanelor libere, spațiul cilindrului motor este deschis mai devreme în partea evacuării gazelor decît în cea a intrării aerului de baleiaj. În consecință, în fig. 24 și 26 s-a notat cu $\psi V'_{h_M}$ numai volumul corespunzător spațiului de la planul central al mașinii (planul de simetrie) pînă la orificiile de evacuare, astfel încît V_{t_M} reprezintă volumul închis al cilindrului motor pînă la planul de simetrie (mijlocul camerei de compresiune) în cazul mașinii cu contrapistoane. La mașinile cu un singur piston liber, la care în locul planului de simetrie amintit apare capacul cilindrului, $\psi V'_{h_M}$ reprezintă de asemenea volumul cilindrului corespunzător porțiunii orificiilor de evacuare.

La forma constructivă *b* (v. fig. 9) care folosește, după cum se știe, trepte-tampon separate de cilindrul compresor și spații-tampon retur, fenomenele din tamponul-retur complică și mai mult determinarea poziției de funcționare a pistonului liber.

În fig. 26, care reprezintă schematic această formă constructivă, s-au notat:

V_{0R} — volumul constant al spațiului vătămător din tamponul de aer, corespunzător poziției celei mai avansate spre interior a pistoanelor libere;

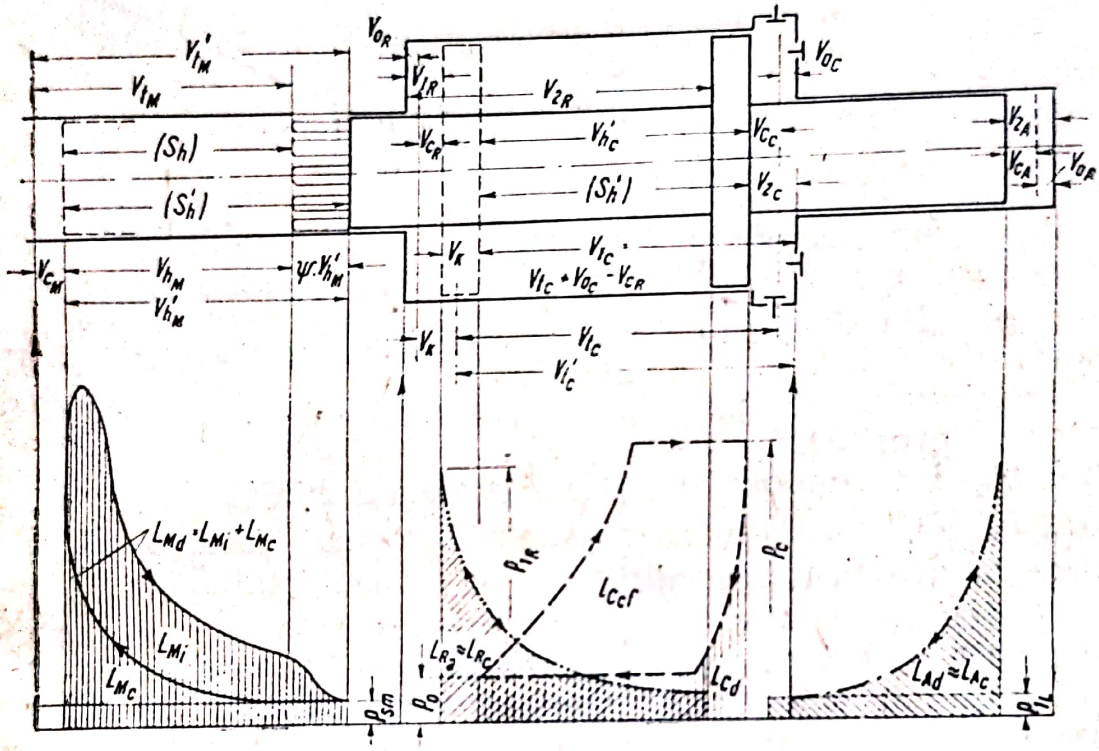


Fig. 26. Schema pentru determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere la tipul „spre exterior" cu acțiune simplă.

V_{cR} — volumul spațiului de compresiune din tamponul-retur, corespunzător unui volum de compresiune V_{cM} din cilindrul motor $\left(V_{cR} = \frac{F_C}{F_M} V_{cM}\right)$;

V_K — volumul corespunzător grosimii pistonului compresor;

V'_{hC} — volumul cilindrului compresor, respectiv al tamponului-retur, corespunzător cursei totale S'_h a unui piston liber;

V_{1C} — volumul inițial al cilindrului compresor;

V_{tC} — volumul maxim posibil al cilindrului compresor;

V_{2R} — volumul tamponului-retur în stare destinsă;

V_{0C} — volumul constant al spațiului vătămător, care rămîne în cilindrul compresor în jurul supapelor de admisiune și de refulare, în poziția cea mai avansată spre exterior a pistoanelor libere ($S'_{h\ max}$);

V_{cC} — volumul spațiului de compresiune din cilindrul compresor corespunzător cursei totale S'_h; este valabilă relația:

$$V_{cC} = V_{tC} - V_{cR} - V'_{hC};$$

V_{2A} — valoarea minimă a volumului tamponului de aer.

V_{cA} — volumul spațiului de compresiune din tamponul de aer, după efectuarea cursei totale S'_h a pistoanelor libere;

V_{0A} — volumul constant al spațiului vătămător din tamponul de aer în poziția cea mai avansată spre exterior a pistoanelor libere ($S'_{h\ max}$).

De partea cilindrului motor sînt valabile relațiile formei constructive anterioare.

Ecuațiile energiilor (9) și (11) pot fi scrise din nou în modul următor, respectîndu-se randamentele mecanice:

$$\eta_{m_1}(L_{M_d} + L_{R_d}) = L_{C_{cf}} + L_{A_c}; \tag{61}$$

$$\eta_{m_2}(L_{A_d} + L_{C_d}) = L_{R_c} + L_{M_c}. \tag{62}$$

Lucrul mecanic absolut de destindere din cilindrul motor își menține aceeași expresie ca și în cazul anterior, astfel că ecuațiile (42) și (43) își găsesc din nou aplicația.

Lucrul mecanic absolut de destindere din tamponul retur, în cazul menținerii constante a sarjei acestui spațiu (regim permanent), poate fi exprimat prin următoarele relații:

$$L_{R_d} = \frac{1}{n_R - 1} p_{1R} V_{1R} \left[1 - \left(\frac{V_{1R}}{V_{2R}}\right)^{n_R - 1}\right] \tag{63}$$

respectiv

$$L_{R_d} = \frac{1}{n_R - 1} p_{1R}(V_{0R} + V_{cR}) \left[1 - \left(\frac{V_{0R} + V_{cR}}{V_{0R} + V_{cR} + V'_{hC}}\right)^{n_R - 1}\right], \tag{64}$$

unde n_R este exponentul politropei de destindere din tamponul retur.

Ultima expresie mai poate fi scrisă:

$$L_{R_d} = \frac{1}{n_R - 1} p_{1R} \left(V_{0R} + \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} \right) \left[1 - \left(\frac{V_{0R} + \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon}}{V_{0R} + \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + F_C S_h'} \right)^{n_R - 1} \right],$$

iar prin utilizarea unor simboluri corespunzătoare se obține:

$$L_{R_d} = \frac{1}{\Phi} p_{1R} \left(V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon} \right) \left[1 - \left(\frac{V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon} + F_C S_h'} \right)^{\Phi} \right]. \quad (65)$$

Lucrul mecanic absolut de compresiune și de refulare este:

$$L_{C_{cf}} = \frac{1}{n_C - 1} p_0 V_{1C} \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{n_C - 1}{n_C}} - 1 \right] + \left[V_{1C} \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{1}{n_C}} - V_{2C} \right] p_c \quad (66)$$

sau

$$L_{C_{cf}} = \frac{1}{n_C - 1} p_0 (V_{t_C} + V_{0C} - V_{c_R}) \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{nC-1}{n_c}} - 1 \right] +$$

$$+ \left[(V_{t_C} + V_{0C} - V_{c_R}) \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{1}{n_C}} - V_{t_C} - V_{0C} + V_{h_C}' + V_{c_R} \right] p_c, \quad (67)$$

respectiv

$$L_{C_{cf}} = \frac{1}{n_C - 1} p_0 \left(V_{t_C} + V_{0C} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} \right) \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{n_C - 1}{n_C}} - 1 \right] +$$

$$+ \left[\left(V_{t_C} + V_{0C} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} \right) \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{1}{n_C}} - V_{t_C} - V_{0C} + F_C S_h' + \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} \right] p_c \quad (68)$$

care prin substituirea unor simboluri corespunzătoare devine:

$$L_{C_{cf}} = \rho\left(V'_{te} - \frac{\mu}{\varepsilon}\right)(\pi_1 - 1) +$$

$$+\left[\left(V'_{t_C} - \frac{\mu}{\varepsilon}\right)\sigma - V'_{t_C} + F_C S'_h + \frac{\mu}{\varepsilon}\right] p_c \qquad (69)$$

și grupînd relația după necunoscutele ε și S'_h, se poate scrie;

$$L_{C_{cf}} = \frac{\mu}{\varepsilon}[\rho(1-\pi_1) + (1-\sigma)p_c] + S'_h F_C p_c + V'_{t_C} \times$$

$$\times [\rho(\pi_1 - 1) + (\sigma - 1)\, p_c]. \qquad (70)$$

Lucrul mecanic absolut de compresiune din tamponul de aer se calculează cu formula:

$$L_{A_c} = \frac{1}{n_A - 1} p_{1A} V_{1A}\left[\left(\frac{V_{1A}}{V_{2A}}\right)^{n_A - 1} - 1\right] \qquad (71)$$

și dacă se notează

$$V_{1A} = \frac{F_A}{F_C} V_{t_C} - \frac{F_A}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + V_{0A};$$

$$V_{2A} = \frac{F_A}{F_C} V_{t_C} - \frac{F_A}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} - F_A S'_h + V_{0A},$$

atunci rezultă

$$L_{A_c} = \frac{1}{n_A - 1} p_{1A}\left(\frac{F_A}{F_C} V_{t_C} - \frac{F_A}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + V_{0A}\right)\times$$

$$\times\left[\left(\frac{\frac{F_A}{F_C} V_{t_C} - \frac{F_A}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + V_{0A}}{\frac{F_A}{F_C} V_{t_C} - \frac{F_A}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} - F_A S'_h + V_{0A}}\right)^{\frac{n-1}{A}} - 1\right].$$

respectiv

$$L_{A_c} = \frac{1}{\nu} p_{1A}\left(V_A - \frac{\mu}{\varepsilon}\right)\left[\left(\frac{V_A - \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_A - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_A S'_h}\right)^{\nu} - 1\right]. \qquad (72)$$

Scanned with OKEN Scanner

Acum va mai trebui calculat lucrul mecanic absolut de destindere din cilindrul compresor, cu ajutorul relațiilor următoare:

$$L_{C_d} = \frac{1}{n_D - 1} p_c V_{2C} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} \right] + \left[V_{1C} - V_{2C} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} \right] p_0, \tag{73}$$

care se mai poate exprima prin:

$$L_{C_d} = \frac{1}{n_D - 1} p_c \left(V_{0C} + V_{tC} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{tM}}{\varepsilon} - F_C S'_h \right) \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} \right] +$$

$$+ \left[V_{tC} + V_{0C} - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{tM}}{\varepsilon} - \left(V_{0C} + V_{tC} - \right. \right.$$

$$\left. \left. - \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{tM}}{\varepsilon} - F_c S'_h \right) \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} \right] p_0, \tag{74}$$

respectiv:

$$L_{C_d} = \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{tM}}{\varepsilon} \left\{ \frac{1}{n_D - 1} p_c \left[\left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} - 1 \right] + p_0 \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} - p_0 \right\} +$$

$$+ S'_h F_C \left\{ \frac{1}{n_D - 1} p_c \left[\left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} - 1 \right] + p_0 \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} \right\} -$$

$$- V'_{t_C} \left\{ \frac{1}{n_D - 1} p_c \left[\left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}} - 1 \right] + p_0 \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_D}} - p_0 \right\}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Prin scriere simplificată, se obține:

$$L_{C_d} = \frac{\mu}{\varepsilon}(\delta - p_0) + S'_h F_C \delta - V'_{t_C}(\delta - p_0). \tag{75}$$

Prin introducerea energiilor anterior determinate în ecuația (62), se obține relația:

$$\eta_{m2}\left\{\frac{1}{\nu} p_{1A}\left(V_A - \frac{\mu}{\varepsilon}\right)\left[\left(\frac{V_A - \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_A - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_A S'_h}\right)^{\nu} - 1\right] + \right.$$

$$\left. + \frac{\mu}{\varepsilon}(\delta - p_0) + S'_h F_C \delta - V'_{t_C}(\delta - p_0)\right\} =$$

$$= \frac{1}{\Phi} p_{1R}\left(V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon}\right)\left[1 - \left(\frac{V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon}}{V_{0R} + \frac{\mu}{\varepsilon} + F_C S'_h}\right)^{\Phi}\right] +$$

$$+ \frac{1}{\lambda}\beta(\varepsilon^{\lambda} - 1) + \gamma S'_h - \beta\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right). \tag{76}$$

Și în acest caz, după cum a fost precizat înainte, este valabilă cunoscuta relație de bază a energiilor de-a lungul unui ciclu întreg:

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = L_{C_i},$$

respectiv

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = \frac{1}{\eta_c}\left\{\frac{n_C}{n_C - 1} p_0 V_{1C}\left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{n_C - 1}{n_C}} - 1\right] - \right.$$

$$\left. - \frac{n_D}{n_D - 1} p_c V_{2C}\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{n_D - 1}{n_D}}\right]\right\}, \tag{77}$$

care poate fi scrisă de asemenea:

$$\eta_{m_1} L_{M_i} = \frac{1}{\eta_c}\left\{n_C \rho\left(V'_{t_C} - \frac{\mu}{\varepsilon}\right)(\pi_1 - 1) - \right.$$
$$\left. - n_D \omega\left(V'_{t_C} - \frac{\mu}{\varepsilon} - F_C S'_h\right)(1 - \pi_2)\right\},$$

respectiv

$$\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} = \frac{\mu}{\varepsilon}[n_C \rho\,(1-\pi_1) + n_D \omega\,(1-\pi_2)] + S'_h F_C n_D \omega\,(1-\pi_2) -$$
$$- V'_{t_C}\,[n_C \rho\,(1-\pi_1) + n_D \omega\,(1-\pi_2)]. \qquad (78)$$

Din această relație poate fi dedusă cursa pistoanelor libere S'_h în funcție de raportul volumetric de compresiune ε.

Rezultă:

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}[\eta_C \rho\,(1-\pi_1) + n_D \omega\,(1-\pi_2)] + V'_{t_C}[n_C \rho(1-\pi_1) + n_D \omega(1-\pi_2)]}{F_C n_D \omega\,(1-\pi_2)}, \qquad (79)$$

respectiv

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}(U+V) + V'_{t_c}(U+V)}{F_c V}.$$

După cum s-a recomandat la forma constructivă anterioară, pare avantajos a se introduce în ecuația (79) diferite valori ale raportului ε, calculîndu-se valorile corespunzătoare ale cursei S'_h. Atît valorile ε cît și cele corespunzătoare S'_h vor putea fi apoi introduse pentru verificare în ecuația (76), pînă la obținerea unor valori exacte, ceea ce are loc după cîteva încercări.

În general sînt valabile aceleași directive pentru determinarea poziției de lucru a pistoanelor libere ca și la tipul „spre interior", descris anterior.

Pentru exponenții politropici n_M, n_C și n_D pot fi admise aceleași valori ca și la tipul „spre interior". Exponentul n_R poate obține aceeași valoare ca n_C. Exponentul pernei de aer n_A, din cauza dimensiunilor mult mai reduse ale pernei de aer și a presiunilor mult mai ridicate va trebui ales mai mic ca la tipurile „spre interior"; aproximativ $n_L \approx 1{,}35$.

Deosebit de simplă se prezintă determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere la formele constructive cu acțiune dublă.

În fig 27 este reprezentată schematic forma cu acțiune dublă *h*. Aceeași figură poate fi folosită pentru celelalte forme cu acțiune dublă — *e*, *g* și *j* (v. fig. 9).

În această figură s-a notat:

de partea cilindrului motor:

V_{cM} — volumul variabil al spațiului de compresiune din cilindrul motor;

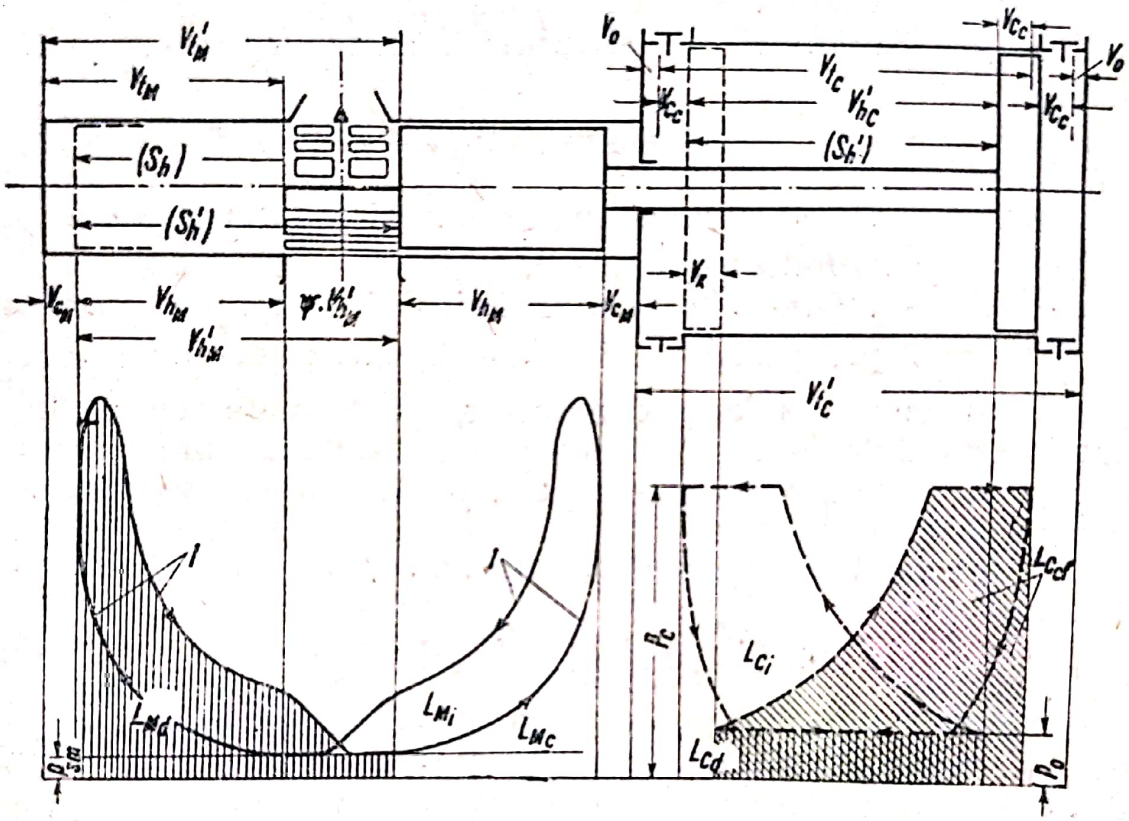


Fig. 27. Schema pentru determinarea poziției de funcționare a pistoanelor libere la forma cu acțiune dublă.

V_{t_M} — volumul total eficace (util) al cilindrului motor (rămas după închiderea orificiilor de evacuare);

V'_{t_M} — volumul total al cilindrului motor limitat de fundul pistonului, care depășește volumul util cu volumul corespunzător lungimii orificiilor descoperite $\psi V'_{hM}$;

V_{h_M} — volumul eficace al cursei;

V'_{h_M} — volumul total al cursei;

S_h — cursa eficace a pistonului liber;

S'_h — cursa totală a pistonului liber;

de partea cilindrului compresor:

V_0 — volumul constant al spațiului vătămător, care rămîne în cilindrul compresor în jurul supapelor de aspirație și de refulare în poziția extremă spre exterior a pistoanelor libere;

V_{C_c} — volumul spațiului de compresiune al cilindrului compresor, corespunzător volumului de compresiune V_{cM} din cilindrul motor;

V'_{hC} — volumul cilindrului compresor corespunzător cursei;

V_K — volumul corespunzător grosimii pistonului compresor;

V_{t_C} — volumul constant al cursei maxim posibile din cilindrul compresor;

V'_{t_C} — volumul total al cilindrului compresor, care reprezintă o mărime constructivă constantă.

După cum s-a arătat anterior, la formele cu acțiune dublă calculele pot fi efectuate cu ajutorul unei singure ecuații a energiilor, deoarece cursele în ambele sensuri sînt curse egale de forță.

Respectînd randamentele mecanice, ecuația (13) poate fi scrisă:

$$\eta_m (L_{Md} + L_{C_d}) = L_{Mc} + L_{C_{cf}}. \tag{80}$$

Această ecuație poate fi simplificată, dacă se ține seamă că, într-o primă aproximație, neglijînd pierderile prin frecări din cilindrul de forță și din cilindrul compresor, sînt valabile expresiile:

$$L_{M_d} = L_{M_i} + L_{M_c} \text{ și } L_{C_{cf}} = L_{C_i} + L_{C_d}.$$

Se obține astfel de asemenea ecuația fundamentală a energiilor (7):

$$\eta_m L_{M_i} = L_{C_i}.$$

Respectînd notațiile din fig. 27, se obține din nou relația (59):

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}[n_C \rho(\pi_1 - 1) + n_D \sigma(\pi_2 - 1)] - V_0[n_C \rho(\pi_1 - 1) + n_D \sigma(\pi_2 - 1)]}{F_C n_C \rho(\pi_1 - 1)}, \tag{81}$$

respectiv

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}(X+Y) - V_0(X+Y)}{F_c X}. \tag{82}$$

Simetria funcțională care rezultă din acțiunea dublă permite stabilirea unei relații foarte simple între ε și S'_h. Dacă se adaugă în cilindrul compresor la volumul cursei V'_{h_C} sîpațiile de compresiune egale de ambele părți, se obține volumul constant:

$$V_{t_C} = V'_{h_C} + 2V_{C_c} = ct,$$

din care rezultă:

$$V'_{h_C} = V_{t_C} - 2V_{C_c},$$

respectiv

$$F_C S'_h = V_{t_C} - 2\frac{\mu}{\varepsilon},$$

sau și:

$$\frac{\mu}{\varepsilon} = \frac{1}{2}(V_{t_C} - F_C S'_h).$$

Dacă se introduce ultima relație în ecuația (59), se obține expresia univocă a cursei pistoanelor libere:

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_1} L_{M_i} - \frac{V_{t_C}}{2}[n_C \rho(\pi_1 - 1) + n_D \omega(\pi_2 - 1)] - V_0[n_C \rho(\pi_1 - 1) + n_D \omega(\pi_2 - 1)]}{F_C n_C \rho(\pi_1 - 1) - \frac{F_C}{2}[n_C \rho(\pi_1 - 1) + n_D \omega(\pi_2 - 1)]}. \tag{83}$$

După stabilirea cursei pistoanelor libere, se poate calcula raportul volumetric de compresiune ε din:

$$\varepsilon = \frac{2\mu}{V_{t_C} - F_C S'_h}. \tag{84}$$

După cum se vede, la formele constructive cu acțiune dublă, poziția de funcționare a pistoanelor libere poate fi determinată relativ simplu.

2. Determinarea ciclului din cilindrul motor

După ce au fost stabilite pe de o parte randamentele proceselor de transformare termoenergetică în cilindrul motor, iar pe de altă parte, mărimile care definesc poziția de funcționare a pistoanelor libere, se poate trece la determinarea ciclului din cilindrul motor. La acest calcul vor fi respectate valorile presiunii de alimentare a cilindrului motor (presiuni medii de baleiaj) p_{sm} și ale coeficientului de exces de aer α, care corespund unei puteri continue.

Ciclul cilindrului motor este rezultatul suprapunerii simultane a unei serii de procese termoenergetice relativ complicate, care apar în general și în cilindrul unui motor cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare, dar se deosebesc în anumită măsură de acestea, din motivele descrise mai jos.

După cum se știe, ciclul motor este influențat de următoarele fenomene:

— de alura politropei de compresiune, cu exponent variabil, provocat de variația căldurilor specifice și de pierderile termice și prin neetanșeități;

— de legea de injecție a combustibilului (trebuie să se țină seamă de faptul că injectarea combustibilului începe înaintea punctului mort interior și ține la construcțiile moderne de mașini cu pistoane libere mult după acesta, pentru a coborî presiunile maxime);

— de întîrzierea la aprindere și de legea de dezvoltare a energiei condiționată de arderea combustibilului;

— de mersul politropei de destindere, de asemenea cu exponent variabil, provocat de variația căldurilor specifice ale șarjei cilindrului, de postarderea și pierderile termice, de lucrul mecanic de destindere și de modificarea constituției chimice a șarjei cilindrului datorită arderii.

Trebuie să se țină seamă că, la ciclul Diesel cu ambielaje, influențele enumerate anterior se exercită asupra unei baze cinematice corespunzătoare legii rigide a mișcării ambielajelor clasice, pe cînd la ciclul mașinilor termice cu pistoane libere mișcarea acestor pistoane, variațiile volumului cilindrului motor și ale mărimilor ce depinde de această variație nu sînt decît rezultatul unei influențe nelegate a complexului de forțe care acționează asupra pistoanelor libere și care depinde de felul construcției mașinii cu pistoane libere și de

regimul de funcționare. Rezultă astfel că, în mod riguros, ciclul din cilindrul motor al mașinii cu pistoane libere nu poate avea exact același aspect ca cel al cilindrului Diesel cu ambielaje.

Comparînd diagramele de viteză ale pistoanelor la mașini cu pistoane libere și la motoare cu ambielaje se poate constata că există într-adevăr deosebiri între aceste viteze, care, deși practic fără importanță deosebită, își exercită totuși principial, într-o anumită măsură, influențele lor asupra ciclului motor.

Din aceste motive, unii autori concep atît fenomenele dinamice cît și cele termoenergetice în totalitatea lor, cu intenția de a deduce astfel legile exacte ale mișcării pistoanelor libere și a obține ciclurile motoare precise. Pentru aceasta se stabilește întîi ecuația generală a mișcării pistoanelor libere, în conformitate cu legea a doua a lui Newton și în dependență de complexul de forțe care acționează asupra pistoanelor libere. Se exprimă apoi valorile momentane ale presiunilor din cilindrul motor în funcție de variația momentană a volumului și de transformarea termică datorită arderii, în conformitate cu primul principiu al termodinamicii. Mersul dezvoltării energiei termice trebuie stabilit pe baza legii de injecție și de ardere a combustibilului.

Cu toată imposibilitatea de a putea respecta corespunzător realității complexitatea fenomenelor care au loc pe calea analitică mai sus-arătată, se ajunge la ecuații diferențiale neliniare de ordin superior, a căror soluționare pare relativ dificilă. După cum s-a mai arătat, trebuie făcute concesii în ce privește variația căldurilor specifice cu temperaturile și cu modificarea compoziției șarjei cilindrului, precum și în ce privește pierderile termice, concesii care dăunează preciziei urmărite în obținerea rezultatelor.

Pentru practică ajunge, de cele mai multe ori, stabilirea mersului aproximativ al diagramei ciclului motor, pentru a putea apoi determina toate mărimile caracteristice ale mașinii termice cu pistoane libere prin metode grafo-analitice pe cale relativ simplă. Aceste valori vor putea apoi servi, în caz de nevoie, drept puncte de plecare pentru un calcul mai exact, care va putea fi efectuat în mod clar, de asemenea prin intermediul unei metode grafo-analitice.

Pentru stabilirea diagramei aproximative a ciclului motor în sistemul de coordonate p-V, pare a fi indicat să se folosească

drept curbe de compresiune și de destindere, politrope, ai căror exponenți medii să corespundă valorilor găsite pe baza diagramelor indicate, ridicate cu ocazia încercărilor efectuate asupra motoarelor cu autoaprindere cu înaltă supraalimentare. Aceste valori ale exponenților, bine precizate și cunoscute, nu prezintă variații vizibile atunci cînd variază turația motorului, celelalte condiții de funcționare — ca presiunea și temperatura aerului de alimentare, felul și intensitatea răcirii, legea de injecție și ardere, precum și coeficientul de exces de aer — rămînînd invariabile.

Diferențele mici dintre vitezele pistoanelor la motoarele cu ambielaje și la mașinile cu pistoane libere exercită o influență mai mică asupra exponenților politropelor de compresiune și de destindere decît restul condițiilor de funcționare. Din această cauză, valorile acestor exponenți pot servi la obținerea unor rezultate practic utile și acceptabile.

Astfel pot fi folosite valori medii pentru exponenții politropelor de compresiune de $n_{c_M} \approx 1{,}35...1{,}33$ pentru raporturi volumetrice de compresiune $\varepsilon \approx 10...20$.

Ca valori medii ale exponenților politropelor de destindere se pot admite $n_{d_M} \approx 1{,}15...1{,}25$, după gradul de prelungire al arderii combustibilului. La supraalimentări pronunțate și la o prelungire accentuată a procesului arderii în vederea evitării unor presiuni maxime prea ridicate, ramura finală a curbei destinderii se apropie mult de o izotermă.

Există posibilitatea de a putea întinde injecția combustibilului atît de departe, încît să se poată obține o energie ciclică mare, corespunzătoare supraalimentării accentuate a cilindrului motor, limitînd totodată, după necesitate, presiunea maximă. Această durată, precum și legea de injecție pot fi propuse, adecvat nevoilor, și apoi realizate prin măsuri constructive. Nu trebuie să existe temeri că ar putea să se formeze funingine, din cauza unei arderi prelungite la motoare Diesel, căci nivelul înalt al temperaturilor și presiunilor împiedică aceasta în mare măsură.

Diagrama corespunzătoare a ciclului motor, care seamănă cu cea a motoarelor cu autoaprindere mai vechi cu injecție pneumatică, poate fi înlocuită într-o primă aproximație cu diagrama teoretică cu ardere mixtă (izocoră-izobară).

La construcția acestei diagrame se procedează în modul următor: se construiește întîi politropa de compresiune, por-

nind de la valoarea cunoscută a volumului V_{t_M} și a presiunii de alimentare, respectiv a presiunii medii de baleiaj p_{sm} (punctul *1*, fig. 28), pînă la atingerea volumului cunoscut al spațiului de compresiune $V_{c_M} = V_{t_M}/\varepsilon$, respectiv $V_{c_M} = V_{h_M}/\varepsilon - 1$. După aceasta se admite fie presiunea maximă admisibilă din cilindrul motor p_{z_M} și se deduce în consecință volumul de destindere ρV_{c_M} corespunzător energiei L'_{M_i} care trebuie dezvoltată în cadrul ciclului, volum de destindere căruia îi va trebui adaptată durata de injecție a combustibilului prin măsuri constructive și de reglaj al sistemului de injecție, fie se controlează presiunea maximă p_{z_M}, care corespunde unui anumit volum de destindere ρV_{c_M} admis în prealabil. Ultima cale pare să poată fi urmată mai ușor analitic. Pentru aceasta se folosește expresia energiei indicate din cilindrul motor L_{M_i}, care ia naștere pînă la descoperirea orificiilor de evacuare (punctul *4*).

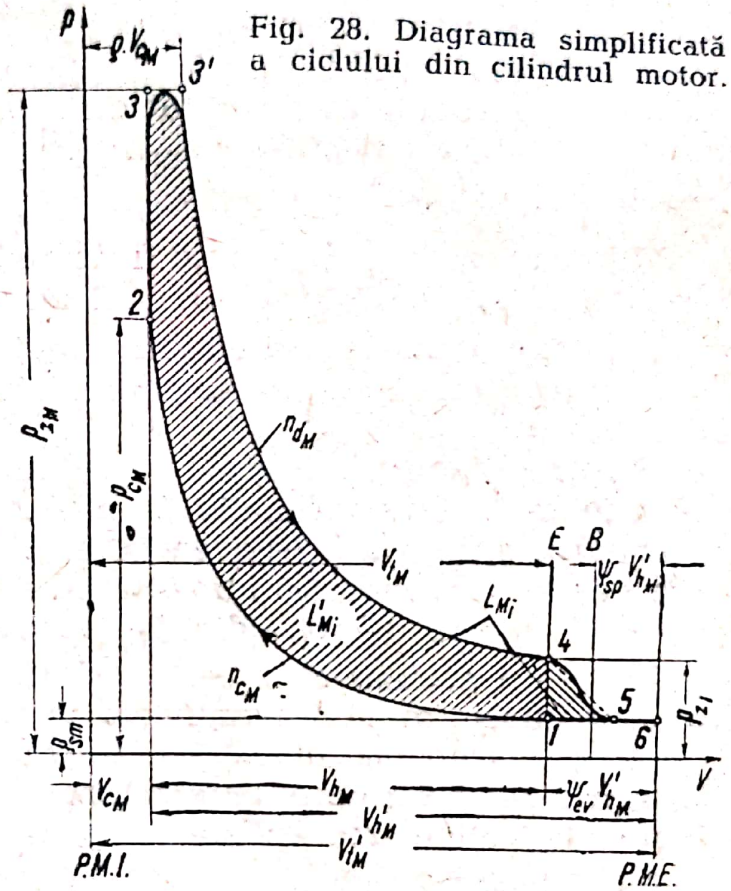


Fig. 28. Diagrama simplificată a ciclului din cilindrul motor.

Această energie se deduce din relația:

$$L'_{M_i} = \frac{1}{A} B H_i \eta_t \eta'_g,$$

în care η'_g reprezintă gradul de perfecțiune al diagramei în patru timpi p. 57, putînd fi admis între 0,85 și 0,95, corespunzător unor presiuni de alimentare p_{sm} între 1,5 și 7 ata.

Din fig. 28 rezultă mai departe:

$$L'_{Mi} = p_{zM} \cdot \frac{V_{tm}}{\varepsilon} \left\{ \frac{1}{n_{dM}-1} \rho \left[1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_{dM}-1} \right] + \eta_{gv} (\rho - 1) \right\} - \\ - \frac{1}{n_{cM}-1} p_{sm} V_{tM} \left(\varepsilon^{n_{cM}-1} - 1 \right). \quad (85)$$

În această relație s-a notat cu η_{g_v} gradul de perfecționare a fazei de ardere (raportul suprafeței indicate $\eta_{g_v}(\rho—1)p_{z_M}$ la suprafața diagramei teoretice $(\rho—1)p_{z_M}$).

Din această ecuație poate fi dedusă relația amintită dintre presiunea maximă p_{z_M} și volumul de destindere ρV_{t_M}, rezultînd punctul $3'$ al diagramei. Prin construcția politropei de destindere se obține punctul *4*, care indică începutul procesului de evacuare.

Pentru diagrama inițială a ciclului este suficient să se schițeze mersul aproximativ al buclei de schimbare a șarjei (evacuarea și baleiaj). La aceasta, aria suprafeței *IV* (v. fig. 18) care corespunde acestei bucle trebuie să reprezinte diferența $L_{M_i} - L'_{M_i}$ (circa 8—10% din L_{M_i}). Alura precisă a buclei de schimbare a șarjei va putea fi stabilită, ca și forma exactă a ciclului întreg, după determinarea vitezelor pistoanelor libere.

Prin rotunjirea muchiilor se va ține seamă de forma reală a fazei de ardere, care diferă de faza de ardere a diagramei teoretice izocore-izobare prin valoarea η_{g_v} (cca. 0,98), amintită anterior.

Trebuie menționat că acestei diagrame, obținută pe o cale destul de simplă, îi corespund valori ale vitezelor pistoanelor libere foarte apropiate de cele ale diagramei reale, din care cauză această diagramă pare să satisfacă majoritatea necesităților practice de calcul.

3. Determinarea ciclului din cilindrul compresor și spații auxiliare

Determinarea ciclului din cilindrul compresor poate fi efectuată destul de simplu după cunoașterea poziției de funcționare a pistoanelor libere. După cum este vorba despre un tip „spre interior" sau despre un tip „spre exterior", diagrama compresorului are forma din fig. 29, *a* sau din 29, *b*.

Ca și în cazul unui simplu compresor cu piston, se construiește curba de compresiune ca politropă, pornind de la punctul *1* corespunzător unei presiuni inițiale de admisiune p_0.

Valoarea presiunii de la sfîrșitul admisiunii p_0 se obține, după cum se știe, scăzîndu-se din presiunea exterioară căderile de presiune la scurgerea aerului prin filtrul de aer, conducta de admisiune și supapa de admisiune, conform relatărilor de la p. 324. Ca valoare aproximativă se poate considera $p_0 \approx 0{,}95$ ata. Din cauza dimensiunilor mari ale cilindrului

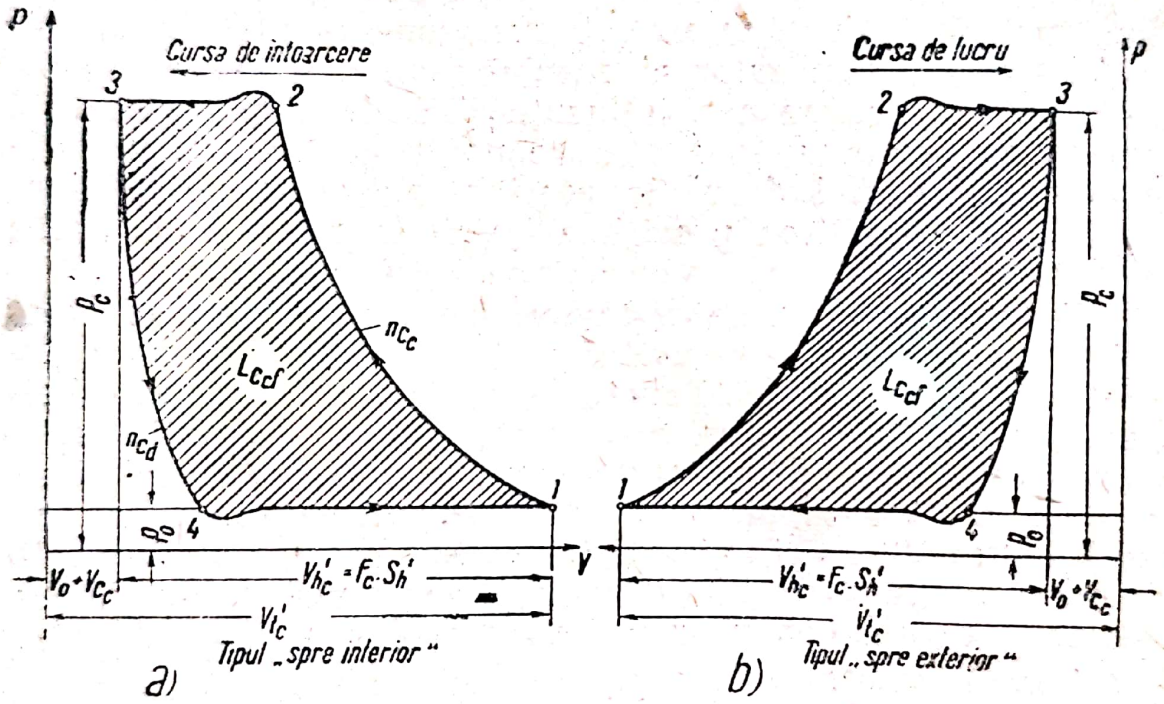


Fig. 29. Ciclul din cilindrul compresor.

compresor la mașinile cu pistoane libere și a duratelor relativ scurte ale compresiunii, aceasta are loc aproape adiabatic ($n \approx 1{,}4$). Numai dacă în cazul unor compresiuni mai ridicate se aplică pulverizarea apei în cilindrul compresor, pentru a obține o răcire accentuată a aerului comprimat și o coborîre a lucrului mecanic de compresiune, se iau în considerare valori mai mici.

Pentru determinarea volumului de aer din punctul *1*, $V_1 = V'_{t_C}$, va trebui stabilită cota variabilă a spațiului vătămător V_{c_C}, conform relației folosite la determinarea poziției de

funcționare a pistoanelor libere, $V_{C_c} = \frac{F_C}{F_M} \frac{V_{t_M}}{\varepsilon}$; în continuare, rezultă $V_1 = V'_{t_C} = V_0 + V_{C_c} + V'_{h_C}$.

În punctul 2 începe refularea aerului, care se realizează la o presiune p_c, ce depășește presiunea medie de baleiaj p_{sm} cu valoarea căderii de presiune $\Delta p_{c\text{-}sm}$, amintită în paragraful „problema curgerii aerului de baleiaj". Această cădere de presiune depinde mult de forma constructivă a supapelor de refulare și de traiectul aerului de baleiaj. Căderea de presiune la trecerea aerului prin supapa de refulare se obține după metoda indicată la p. 324. Presiunea aerului de baleiaj și volumul corespunzător al aerului refulat, respectiv viteza de curgere a acestui aer, influențează în bună parte această cădere de presiune. În medie se poate calcula cu valorile $\Delta p_{c\text{-}sm} = 0{,}25...0{,}45$ kgf/cm^2 la presiuni obișnuite de refulare $p_c \approx 3...5$ at. Stabilirea precisă a liniei de refulare se poate face după determinarea vitezelor pistoanelor libere.

Construcția liniei de destindere a restului de aer din spațiul vătămător al compresorului poate fi efectuată cu un exponent politropic $n \approx 1{,}25$. Punctul *4* stabilește începutul admisiunii aerului în cilindrul compresor. Linia de aspirație poate fi construită într-o primă aproximație ca linie de subpresiune de 0,95 ata. Va trebui, bineînțeles, să se țină seamă ca toți exponenții politropici să prezinte aceleași valori cu cei folosiți cu ocazia stabilirii poziției de funcționare a pistoanelor libere, deoarece în caz contrar ecuația energiilor $\eta_{m_1} L_{M_i} = L_{C_i}$ și-ar pierde valabilitatea.

Se recomandă să se examineze prin planimetrare ariile suprafețelor diagramelor din cilindrul motor și cel compresor în vederea satisfacerii relației de mai sus și să se aplice eventuale corecții, altfel condițiile de limitare a cursei pistoanelor libere nu sînt respectate și bazele de calcul nu corespund.

După determinarea ciclului din cilindrul compresor va trebui, în cazul tipului „spre interior" *a*, respectiv *f* (v. fig. 9), să se mai construiască curba de compresiune a tamponului de aer, de obicei ca politropă cu un exponent $n \approx 1{,}40$. La aceasta va trebui respectată presiunea inițială a aerului din tampon, care depinde de poziția de reglaj (presiunea arcului) a stabilizatorului, în cazul întrebuințării unui stabilizator.

În cazul tipului „spre exterior" *b*, respectiv *c*, va trebui ca, afară de curba de compresiune din tamponul direct, să se

construiască și curba de compresiune, respectiv de destindere din tamponul-retur. Din cauza spațiului mai mic al tamponului de aer se va adopta un exponent politropic $n_a \approx 1{,}35$. Pentru spațiul mai mare al tamponului retur se poate admite $n_R \approx 1{,}4$.

4. Stabilirea vitezelor și a frecvenței de oscilație a pistoanelor libere

Se cunosc acum toate mărimile pentru a putea stabili alura rezultantei $R = f(S)$ a complexului de forțe care acționează asupra pistoanelor libere ca în fig. 10, 11, respectiv 12, conform relațiilor (1), (2), (8), (10), respectiv (12). Pentru aceasta, ordonatele p_M ale diagramei cilindrului motor vor trebui înmulțite cu $\eta_m F_M$, pentru a obține forțele efective P_M din cilindrul motor. De asemenea, trebuie înmulțite și ordonatele p_c

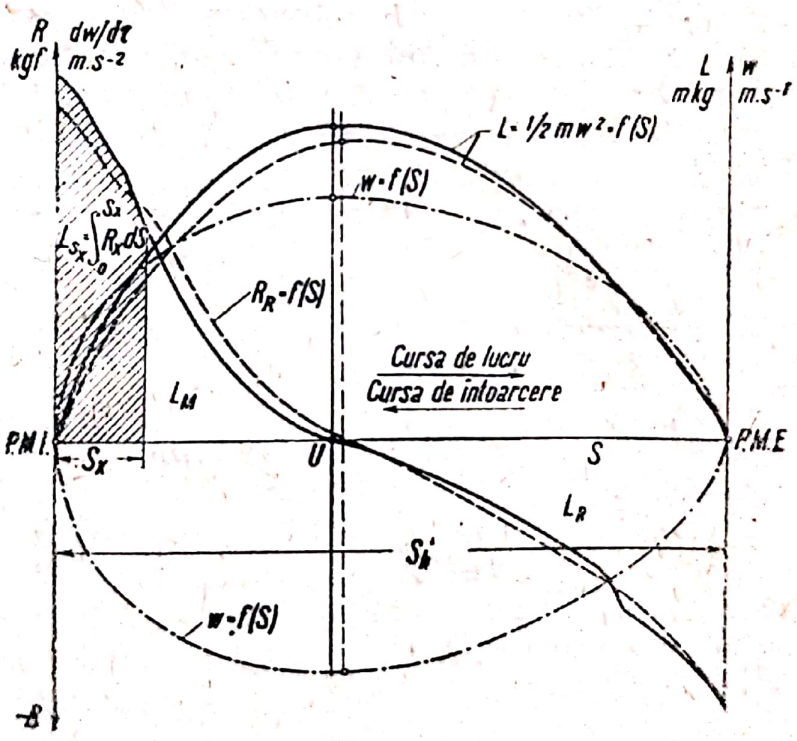


Fig. 30. Diagrama pentru stabilirea vitezelor pistoanelor libere.

ale diagramei cilindrului compresor cu valoarea $1/\eta_c \cdot F_c$. Întrucît aceeași curbă reprezintă și accelerațiile pistoanelor libere $b = dw/d\tau = f(S)$, este recomandabil să se calculeze și scara acestora, notînd-o alături de cea a forțelor rezultante

R. O comparație a ariilor suprafețelor pozitive și negative L_M și L_R indică mai departe exactitatea mersului calculelor.

Prin integrări grafice succesive ale funcției $R=f(S)$ se obține mersul variației lucrului mecanic transmis pistonului liber, respectiv energia cinetică a pistonului liber $L=mw^2\,1/2,=$ $=f(S)$. Pentru aceasta se determină valorile ariilor $L_{S_x}=\int_0^{S_x} RdS$, corespunzătoare unor fișii verticale, obținîndu-se alura de variație căutată a curbei (fig. 30). Valoarea maximă a acestei curbe trebuie să se găsească, bineînțeles, deasupra punctului U, care indică valoarea maximă a lucrului mecanic L_M.

Folosind expresia energiei cinetice $L=mw^2\,1/2$, se pot obține vitezele pistoanelor libere $w=\sqrt{\frac{2L}{m}}$ și alura curbei vitezelor $w=f(S)$. Același procedeu trebuie aplicat și în ce privește cursa de întoarcere, obținîndu-se viteze ale pistoanelor libere mai mici. În cazul formelor simetrice care funcționează cu acțiune dublă, mărimile care caracterizează mișcarea pistoanelor libere vor trebui determinate numai într-o singură cursă, mișcările în ambele sensuri fiind echivalente.

Prin continuarea integrării grafice, poate fi determinată variația în timp a mișcării pistoanelor libere, corespunzător relațiilor:

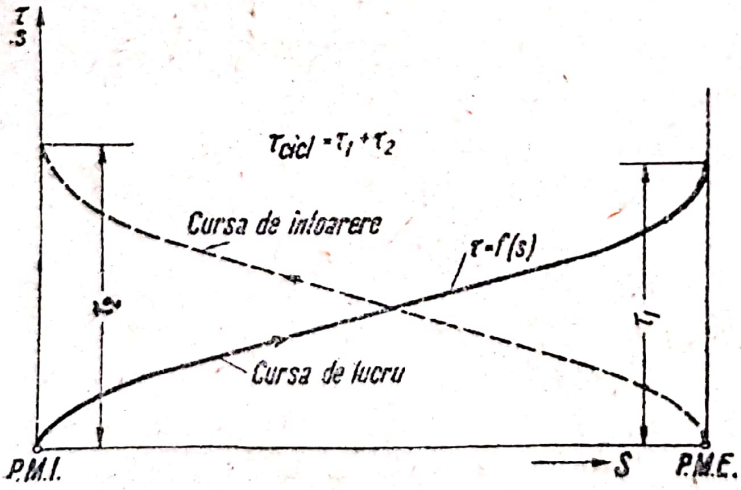


Fig. 31. Curba mișcării pistoanelor libere.

$$\tau_S=\int_0^S dS/w \quad (86)$$

sau

$$\tau_S=\int_0^S dw/b. \quad (87)$$

Procedeul prin utilizarea relației (86) se efectuează mai ușor, întrucît pentru obținerea curbei mișcării pistoanelor libere $\tau=f(S)$ (fig. 31) este necesar să se împartă numai elementul dS al mișcării pistoanelor libere la valoarea w a vitezei acestor pistoane, măsurată în dreptul mijlocului acestui

element, și să se treacă aceste valori deasupra deplasării pistoanelor libere, însumîndu-le.

Valoarea finală a însumării elementelor de timp reprezintă durata unei curse de piston. În fig. 31 s-a notat cu τ_1 durata cursei de lucru și cu τ_2 — cea a cursei de întoarcere, care este mai mare. Prin însumarea ambelor valori se obține durata unei oscilații complete (ciclu) a pistoanelor libere — $\tau_{oscil} = \tau_1 + \tau_2$.

Frecvența oscilațiilor pistoanelor libere rezultă atunci din

$$n = \frac{60}{\tau_{oscil}} \text{ (oscil./min)}.$$

Pentru obținerea unor valori suficient de exacte, este recomandabil să se execute construcțiile grafice la o scară cît se poate de mare.

După cum arată rezultatele practice, valorile vitezelor și ale frecvențelor pistoanelor libere, obținute pe calea mai sus-arătată, sînt foarte apropiate de valorile reale.

După cunoașterea unor valori corecte ale vitezelor pistoanelor libere se poate trece la determinarea mersului exact al ciclului din cilindrul motor.

5. Determinarea exactă a ciclului din cilindrul motor

În cele ce urmează se va aplica de-a lungul întregului ciclu din cilindrul motor relația bilanțului termoenergetic, prin utilizarea primului principiu al termodinamicii.

Se folosesc următoarele notații:

U'_1 — energia internă a șarjei cilindrului motor în starea inițială;

U'_τ — energia internă a șarjei cilindrului motor în momentul τ; compoziția șarjei nemodificată;

$\int_1^\tau AdL$ — echivalentul termic al lucrului mecanic de compresiune din cilindrul motor, de la începutul compresiunii pînă în momentul τ;

$\int_1^\tau dQ_{per}$ — cantitatea de căldură cedată pereților cilindrului motor, inclusiv pierderile de energie prin neetan-

șeitățI, de la începutul compresiunii pînă în momentul τ (pierderile din urmă sînt neglijabile);

I_{τ_b} — entalpia combustibilului injectat pînă în momentul τ (de obicei neglijabilă);

H_τ — energia termică produsă prin arderea combustibilului pînă în momentul τ;

U''_τ — energia internă a șarjei cilindrului motor în momentul τ; compoziția șarjei modificată prin arderea unei anumite cantități de combustibil;

U''_2 — energia internă a șarjei cilindrului motor în poziția punctului mort interior; compoziția șarjei modificată prin arderea combustibilului;

$H_{2\text{-}\tau}$ — energia termică produsă prin arderea combustibilului de la poziția punctului mort interior pînă în momentul τ;

$\int_2^\tau AdL$ — echivalentul termic al lucrului mecanic de destindere din cilindrul motor, de la punctul mort interior pînă în momentul τ;

$\int_2^\tau dQ_{per}$ — cantitatea de căldură cedată pereților cilindrului motor, inclusiv pierderile de energie prin neetanșeități, de la punctul mort interior pînă în momentul τ.

Sînt valabile următoarele relații:

În timpul perioadei de compresiune pînă la injecția combustibilului (perioada *1—1a*, fig. 34):

$$U'_1 = U'_\tau - \int_1^\tau AdL + \int_1^\tau dQ_{per}. \tag{88}$$

În timpul perioadei de compresiune, de la injecția combustibilului pînă la aprinderea acestuia (perioada *1a—1b*):

$$U'_1 + I_{\tau_b} = U'_\tau - \int_1^\tau AdL + \int_1^\tau dQ_{per}. \tag{89}$$

În timpul perioadei de compresiune, de la aprinderea combustibilului pînă în punctul mort interior (perioada *1b—2*):

$$U'_1 + I_{\tau_b} + H_\tau = U''_\tau - \int_1^\tau AdL + \int_1^\tau dQ_{per}. \tag{90}$$

În timpul perioadei de destindere și de ardere a combustibilului (perioada 2—2*b*):

$$U_2'' + I_{\tau_b} + H_{2-\tau} = U_\tau'' + \int_2^\tau AdL + \int_2^\tau dQ_{per}. \qquad (91)$$

Spre sfîrșitul perioadei de destindere, după terminarea arderii combustibilului (perioada 2*b*—4):

$$U_2'' + I_{\tau_b} + H_{2-\tau} = U_\tau'' + \int_2^\tau AdL \pm \int_2^\tau dQ_{per}. \qquad (92)$$

În timpul acestei perioade, prima parte a relației (91) rămîne nemodificată; în partea a doua, în schimb, pierderile primesc semnul $\pm$, deoarece spre sfîrșitul acestei perioade are loc în anumită măsură un transfer de căldură de la pereții cilindrului spre aerul de baleiaj mai rece.

Energia internă U_1' a șarjei cilindrului motor în stare inițială corespunde energiei aerului curat, care rămîne în urma procesului de baleiaj în cilindrul motor, amestecat cu gaze reziduale. Pentru determinarea valorii U_1' va fi aplicată următoarea relație a bilanțului termoenergetic de-a lungul procesului de baleiaj:

$$(u_{sm} + Ap_{sm}\, v_{sm})\, G_{A_u} + \Sigma_{bal}\, Q_ş - \Sigma_{bal}\, AL = \Delta U_1 + A\Delta L_{cin}. \qquad (93)$$

Au fost prevăzute cu indicele *sm* valorile medii corespunzătoare aerului de baleiaj; celelalte notații au următoarele semnificații:

G_{A_u} — greutatea cantității de aer rămase în cilindrul motor în urma procesului de baleiaj;

G_r — greutatea gazelor reziduale din cilindrul motor;

$\Sigma_{bal}\, Q_ş$ — cantitatea de căldură care trece asupra șarjei — cilindrului motor în timpul baleiajului;

$\Sigma_{bal}\, AL$ — echivalentul termic al lucrului mecanic efectuat în timpul baleiajului;

ΔL_{cin} — variația energiei cinetice a curentului de baleiaj.

Utilizînd pentru starea inițială a gazelor reziduale indicele *r*, iar pentru amestecul de aer și gaze reziduale indicele *m*, relația (93) va putea fi scrisă:

$$(u_{sm} + Ap_{sm}\, v_{sm})\, G_{A_u} + \Sigma_{bal}\, Q_ş - \Sigma_{bal}\, AL = u_m (G_r + G_{A_u}) - u_r G_r + A (L_{cin}'' - L_{cin}'). \qquad (94)$$

Energia internă a șarjei cilindrului după terminarea procesului de baleiaj $u_m(G_r+G_{A_u})$ a fost notată în relațiile (88), (89) și (90) cu U_1', indicînd starea inițială a șarjei cilindrului motor.

Deoarece variația energiei cinetice a șarjei cilindrului poate fi de obicei neglijată, relația (94) mai poate fi scrisă:

$$i_{sm}\, G_{A_u} + u_r\, G_r + \Sigma_{bal}\, Q_ș - \Sigma_{bal}\, AL = U_1', \qquad (95)$$

respectiv

$$G_{Au}\, c_{p_A}\Big|_0^{T_{sm}} + G_r c_{v_r}\Big|_0^{T_r} T_r + \Sigma_{bal}\, Q_ș - \Sigma_{bal}\, AL = U_1'. \qquad (96)$$

Greutatea aerului G_{A_u} rezultă, pe baza celor expuse, în paragraful „problema curgerii aerului de baleiaj".

Temperatura aerului de baleiaj T_{sm} din relația (92) depinde de valoarea presiunii aerului de baleiaj, de răcirea șarjei cilindrului compresor și de schimbul de căldură care are loc de-a lungul traiectului de baleiaj pînă la intrarea în cilindrul motor. Unele valori referitoare la temperaturile T_{sm} au fost amintite înainte, la studiul randamentelor ciclului motor.

Valorile G_r și T_r ale gazelor reziduale trebuie prima dată adoptate, pe baza rezultatelor curgerii aerului de baleiaj și pe baza stării finale a ciclului simplificat din cilindrul motor. Aceste valori vor trebui să-și găsească confirmarea la încheierea ciclului exact.

Pentru determinarea schimbului de căldură dintre pereții cilindrului motor și șarja lui, va putea fi folosită la mașinile cu pistoane libere mai lente, la care viteza medie a pistoanelor libere nu depășește cu mult 6 m · s^{-1}, următoarea relație, neglijînd elementul schimbului de căldură prin radiație:

$$\int_1^{\tau} dQ_{per} = 0{,}99\,(1 + 1{,}24\, w_m) \int_1^{\tau} p^{2/3} \cdot T^{1/3}\,(T - T_{wi})\, F \cdot d\tau, \qquad (97)$$

în care:

w_m este viteza medie a pistonului;

p — valoarea momentană a presiunii șarjei cilindrului motor;

T — valoarea momentană a temperaturii absolute a șarjei cilindrului motor;

T_{w_i} — temperatura interioară a pereților cilindrului motor;

F — mărimea suprafețelor respective ale pereților.

La mașini cu pistoane libere mai rapide, următoarea formulă pare a da rezultate mai bune în cazul unor presiuni de supraîncărcare mai reduse

$$\int_1^{\tau} dQ_{per} = 2{,}1 \sqrt[3]{w_m} \int_1^{T_\tau} p^{1/2} \cdot T^{1/2} (T - T_{w_i})\, F \cdot d\tau. \qquad (98)$$

Astfel, ecuația (88) obține forma:

$$U_1' = (G_r + G_{A_u})\, c_{v_m} \Big|_0^{T_\tau} T_\tau - A \int_{V_1}^{V_2} p\, dV +$$

$$+ 0{,}99\, (1 + 1{,}24 w_m) \int_{\tau_1}^{r} p^{2/3} \cdot T^{1/3} (T - T_{w_i})\, F \cdot d\tau. \qquad (99)$$

În această ecuație, membrul reprezentînd pierderile termice poate fi exprimat și prin relația (98).

Expresia (89) poate fi scrisă de asemenea:

$$U_1' + G_{b(1a-\tau)}\, c_b \cdot T_\tau = (G_r + G_{A_u})\, c_{v_m} \Big|_0^{T_\tau} \cdot T_\tau -$$

$$- A \int_{V_1}^{V_\tau} pdV + (1 + 1{,}24\ w_m) \int_{\tau_1}^{\tau} p^{2/3} \cdot T^{1/3} (T - Tw_i) F \cdot d\tau. \qquad (100)$$

Cu ajutorul ecuației caracteristice a gazelor

$$T_\tau = T_1 \frac{p_\tau V_\tau}{p_1 V_1} \qquad (101)$$

și al curbei de variație în timp a volumului din cilindrul motor $V = f(\tau)$, care se obține din curba $\tau = f(S)$, respectiv $S = f(\tau)$, respectînd că $V = F_M S$, pot fi stabilite valorile temporare ale presiunilor și temperaturilor șarjei cilindrului motor.

Practic se deduc din diagrama simplificată valori corespunzătoare pentru p_τ și T_τ, care se retușează apoi în vederea satisfacerii relațiilor (100) și (101).

Integrarea lucrurilor mecanice și a pierderilor termice se face avantajos pe cale grafică, rezultatele fiind urmărite cu ajutorul schemei constructive grafice din fig. 34, executată suficient de mare și clar — și însemnate în aceasta.

După introducerea primelor picături de combustibil în camera de ardere pînă la apariția arderii vizibile, respectiv a

aprinderii cu dezvoltare vizibilă de căldură, trece intervalul de timp corespunzător întîrzierii la aprindere τ_z.

Aceasta poate fi redată prin relația cunoscută:

$$\tau_z = \frac{e^{b/T}}{p^n} a, \qquad (102)$$

în care T este temperatura absolută și p — presiunea șarjei de aer din camera de ardere. Constantele a, b și n pot fi stabilite pe cale empirică pentru diferite cazuri.

Valorile întîrzierii la aprindere τ_z pot fi deduse și din diagramele reprezentate în fig. 32 și 33, care corespund rezultatelor unor încercări cunoscute cu motorină normală.

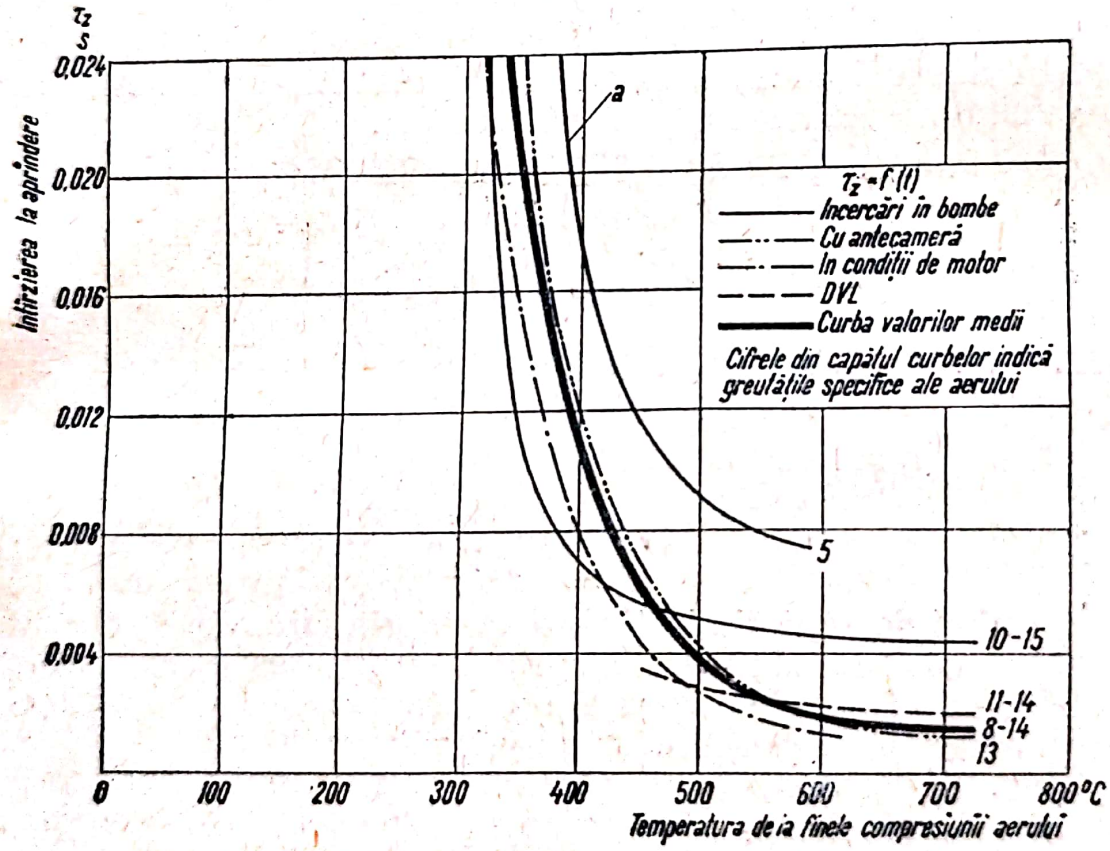


Fig. 32. Dependența întîrzierii la aprindere de temperatura șarjei (motorină).

Curbele diagramei din fig. 32 arată dependența întîrzierii la aprindere de temperatura șarjei de aer a camerei de ardere (valoarea medie a temperaturii aerului în intervalul de timp de la începutul injecției pînă la aprinderea combustibilului).

Concentrația de oxigen, exprimată prin greutatea specifică γ a șarjei de aer în stare comprimată, este trecută la extremitatea fiecăreia dintre curbele de încercare.

Pentru construcția ciclului din cilindrul motor nu se recomandă folosirea rezultatelor încercărilor în bombe închise (curba *a*). Numai rezultatele încercărilor practice cu motoare prezintă valori utile.

În fig. 32 sînt reprezentate trei dintre cele mai marcante curbe de încercare, precum și o curbă medie în jurul căreia sînt dispersate valorile încercărilor cunoscute. Această curbă medie, care prezintă valori directoare utile ale întîrzierilor la aprindere, se bazează pe valorile concentrației de oxigen $\gamma \approx 8...14$ kg/m^3, corespunzător unor presiuni ale aerului de circa 20—30 kgf/cm^2.

Diagrama din fig. 33 reprezintă dependența întîrzierii la aprindere (τ_z) de concentrația de oxigen (γ) la o temperatură constantă a aerului ($t \approx 600°C$). Curba *a* rezultă din încercări în bombe, iar curba *b*, din încercări în motoare.

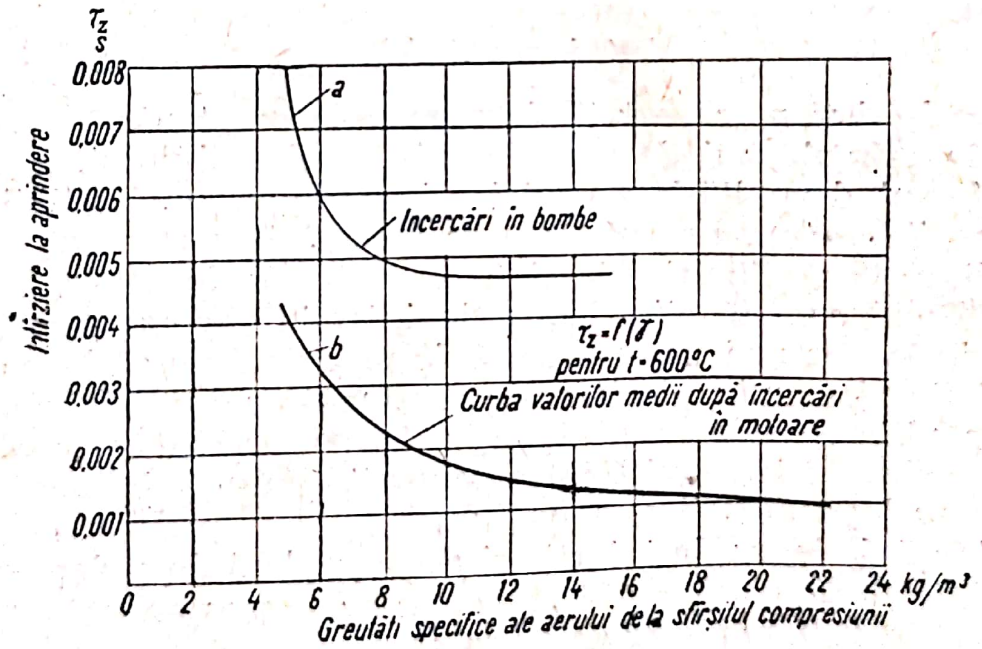


Fig. 33. Dependența întîrzierii la aprindere de concentrația de oxigen.

Din aceste diagrame, care reprezintă valori medii ale întîrzierilor la aprindere τ_z, întîlnite la motoare cu autoaprindere cu injecție directă și care se bazează pe încercările amintite anterior, rezultă că întîrzierile la aprindere ce vin în

considerație pentru condițiile uzuale ale mașinilor termice cu pistoane libere corespund unor valori de aproximativ $\tau_z \approx 0{,}001...0{,}002$ s.

Cu ajutorul celor două diagrame pot fi stabilite cu o precizie admisibilă întîrzierile la aprindere ce apar la mașinile termice cu pistoane libere în diferite condiții de funcționare (diferite presiuni finale de compresiune și temperaturi), folosind drept combustibil motorină normală.

După trecerea întîrzierii la aprindere τ_z se folosește relația (90). Pentru aceasta trebuie cunoscută legea de injecție a combustibilului $dB/d\tau = f(\tau)$ și cea a arderii acestuia $dH/d\tau = f(\tau)$. Aceste două legi depind atît de modul de funcționare a sistemului de injecție, cît și de procesul de ardere și felul combustibilului.

Din cauza fenomenelor termice și chimice, întîrzierile la aprindere se scurtează o dată cu înaintarea procesului de injecție și de ardere, ceea ce rezultă de altfel și din formula empirică (102) indicată anterior. Acest ritm accelerat al reacțiilor de aprindere poate fi exprimat, după cum se știe, prin ecuația

$$dH'/d\tau = p^n d/e^{b/T}, \qquad (103)$$

în care b, d și n reprezintă de asemenea constante, care depind în primul rînd de proprietățile combustibilului.

Mersul dezvoltării energiei prin arderea combustibilului $dH/d\tau = f(\tau)$ este cunoscut în urma încercărilor efectuate asupra diferiților cilindri Diesel în condiții de funcționare variate. După cum se știe, legea de injecție a combustibilului depinde în cea mai mare măsură de proprietățile și de caracteristicile sistemului de injecție. Prelungirea injecției, urmărită în ultimul timp, condiționează în consecință forma legii de injecție și își exercită într-o anumită măsură influența sa și asupra legii arderii combustibilului.

Afară de legea de injecție și de procedeul de ardere, proprietățile combustibilului influențează de asemenea în mare măsură dezvoltarea energiei termice.

După trecerea întîrzierii propriu-zise la aprinderea τ_z, mersul arderii poate fi stabilit în funcție de parametrii amintiți, folosind fie relațiile empirice de mai sus, fie diagramele indicate anterior. La aceasta va trebui să se țină seamă și de gradul de dirijabilitate a procesului de ardere, caracterizat prin raportul τ_{in}/τ_z dintre durata de injecție și întîrzierea la

aprindere. O dirijabilitate a procesului de ardere apare, după cum se știe, abia la $\tau_{in}/\tau_z \geqslant 1$.

Deși cercetările mai recente explică mai clar fenomenele arderii, relațiile de mai sus duc la valori bune, utilizabile în practică.

În intervalul de timp (*1b—2*) este valabilă relația (90), care poate fi scrisă și astfel:

$$U_1' + G_{b(1a-\tau)}\, c_b \cdot T_\tau + H_\tau = \sum Gc_v \Big|_0^{T_\tau} \cdot T_\tau + A\int_{V_1}^{V_2} pdV + \\ + (1 + 1{,}24\ w_m) \cdot \int_1^\tau p^{2/3} \cdot T^{1/3} (T - T_{p_i})\, F d\tau. \qquad (104)$$

În această ecuație H_τ reprezintă energia termică, corespunzătoare combustibilului ars pînă în momentul τ, iar ΣG — greutatea produselor arderii, a gazelor reziduale și a aerului, care încă n-au luat parte la ardere. Greutățile ΣG rezultă din cunoscutele ecuații chimice de ardere.

Prin aplicarea metodei grafo-analitice indicate anterior, poate fi stabilită evoluția din cilindrul motor în timpul perioadei (*1b—2*).

Relația (91) poate fi scrisă și astfel:

$$\sum Gc_v \Big|_0^{T_2} \cdot T_2 + \underbrace{G_{b(2-\tau)}\, c_b \cdot T_\tau}_{\text{neglijabil}} + H_{2-\tau} = \sum Gc_v \Big|_0^{T_r} \cdot T_\tau + A\int_{V_2}^{V_r} pdV + \\ + (1 + 1{,}24 w_m) \int_1^\tau p^{2/3} \cdot T^{1/3} (T - T_{p_i})\, F d\tau. \qquad (105)$$

Pentru efectuarea calculelor și a construcțiilor grafice, relația (91) va trebui scrisă în felul următor, după cum rezultă din schema constructivă reprezentată în fig. 34.

$$U_1' + I_{\tau_b} + \int_1^2 AL + H_{1b-2} = U_\tau'' + \int_2^\tau AdL + \int_1^\tau dQ_r,$$

respectiv

$$U_1' + G_{b(1a-\tau)}\, c_b\, T_\tau + A\int_{V_1}^{V_2} pdV + H_{1b-\tau} = \sum Gc_v \Big|_0^{T_\tau} T_\tau + A\int_{V_2}^{V_\tau} pdV + \\ + (1 + 1{,}24\ w_m) \int_1^\tau p^{2/3} \cdot T^{1/3} (T - T_{p_i})\, F d\tau. \qquad (106)$$

În calculele de mai sus nu s-a ținut seamă de procesele de disociere care intră de obicei în mersul calculelor la motoarele obișnuite cu ambielaje, deoarece, pe de o parte, influențarea temperaturii prin disociere nu reprezintă decît cîteva procente la valorile mari ale coeficientului de aer

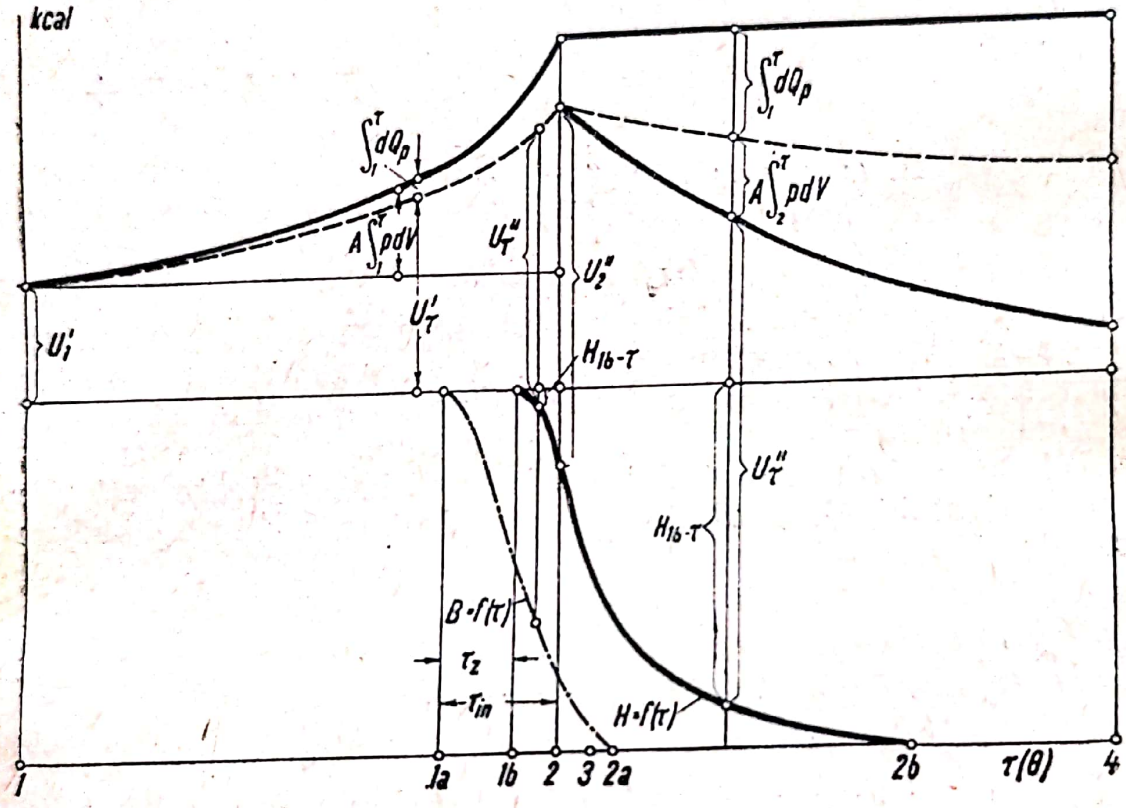


Fig. 34. Schema constructivă a proceselor de transformare termoenergetice din cilindrul motor în funcție de timp.

folosite la mașinile termice cu pistoane libere, iar pe de altă parte, ele ar complica nejustificat de mult mersul atît de complex al calculelor acestor mașini.

Paralel cu mersul calculelor și al construcțiilor grafice în vederea stabilirii diagramei din fig. 34, trebuie construite și curbele evolutive ale presiunii și temperaturii $p=f(\tau)$, respectiv $T=f(\tau)$, prin intermediul curbei $V=f(\tau)$ (fig. 35).

O dată cu începerea arderii relația (101) trebuie împărțită la raportul molar dintre gazele de ardere și aerul curat.

Folosind din nou curba $V=f(\tau)$, vor putea fi construite și curbele $p=f(v)$ și $T=f(v)$.

Se recomandă acum să se compare diagrama obținută cu ajutorul mersului exact de calcul, cu diagrama inițială simplificată. Diferențele se mențin de obicei în limite admisibile, ceea ce întărește utilizabilitatea diagramei simplificate pentru

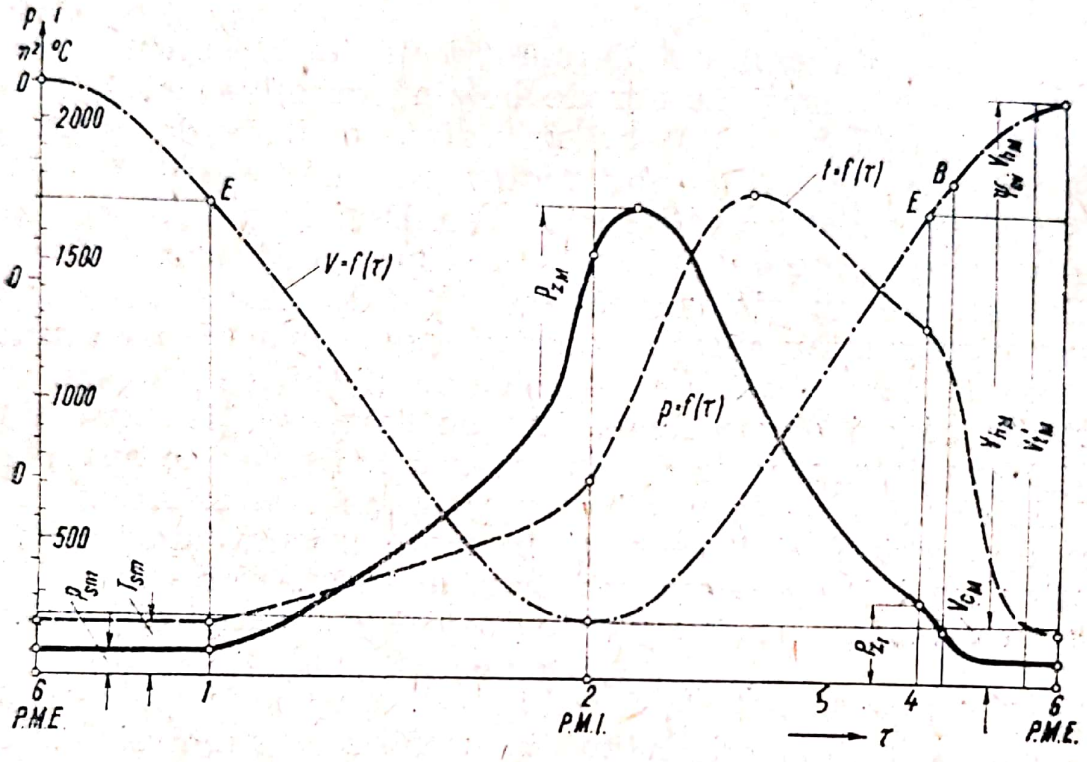


Fig. 35. Curbe evolutive $p = f(\tau)$; $t = f(\tau)$; $V = f(\tau)$.

majoritatea cazurilor, respectiv confirmă baza constructivă justă pentru diagrama ciclului exact pe care o prezintă folosirea diagramei simplificate.

Deși ultima diagramă a fost numită diagramă exactă, această precizie nu are decît o valoare relativă, deoarece în majoritatea cazurilor nici mersul dezvoltării energiei termice $dH/d\tau = f(\tau)$ și nici pierderile termice $dQ_p/d\tau = f(\tau)$ nu pot fi precis determinate. Deosebirile dintre valorile reale și cele calculate ale acestor procese pot influența uneori alura diagramei ciclului într-o măsură mai mare decît ar putea s-o facă deosebirile dintre vitezele pistoanelor libere și cele ale motoarelor cu ambielaje.

Stabilirea buclei de evacuare și baleiaj *4—5—6—1* (schimbarea șarjei și problema curgerii aerului de baliaj) este tratată la paragraful următor.

6. Schimbarea șarjei și problema curgerii aerului de baleiaj

Schimbarea șarjei și problema curgerii aerului de baleiaj prezintă deosebiri față de cea de la motoarele obișnuite în doi timpi.

Aici trebuie menționată înainte de toate curgerea unei cantități relativ mari de aer de baleiaj, care, redusă la stare normală, ocupă de multe ori un volum egal cu de opt pînă zece ori volumul cilindrului motor prin care curge de obicei întreaga această cantitate de aer. Deși la presiunile ridicate ale aerului de baleiaj (4,6 ata și mai mult) uzuale la mașinile termice cu pistoane libere debitul volumetric efectiv apare micșorat, iau naștere totuși viteze mai mari ale aerului de baleiaj, care pot provoca de-a lungul căii de curgere importante căderi de presiune, fapt de care trebuie să se țină seamă în primul rînd la dimensionarea orificiilor de evacuare și baleiaj la mașinile termice cu pistoane libere. Aceste căderi de presiune influențează în mare măsură funcționarea acestor mașini și randamentul întregii instalații de forță. Ele fixează valoarea medie a presiunii inițiale a șarjei cilindrului și stabilesc prin lanțul lor presiunea de refulare a aerului de baleiaj și lucrul mecanic din cilindrul compresor, pornind de la presiunea gazelor de lucru din preajma turbinei și, astfel, își exercită influența asupra problemei reglajului.

Pe cînd la motoarele obișnuite în doi timpi, prin dimensionarea corectă a orificiilor de distribuție din cilindru se urmărește efectuarea unui baleiaj cît mai reușit al cilindrului folosind debitele de baleiaj relativ mici care stau la dispoziția acestor motoare, efectul baleiajului cilindrului motor la mașinile cu pistoane libere este totdeauna satisfăcător, din cauza debitelor mari ale aerului de baleiaj, astfel că, la funcționare normală, dimensiunile orificiilor nu sînt condiționate de aceste procese.

După determinarea căderilor de presiune de-a lungul căii aerului de baleiaj și a gazelor de lucru, poate fi determinată presiunea gazului în punctele mai importante ale acestei căi, înainte de toate în cilindrul motor și colectorul de evacuare. Prin determinarea procesului de evacuare și baleiaj va putea fi stabilită și forma variației presiunii în diagrama p-V în timpul acestei perioade.

Scanned with OKEN Scanner

La studiul problemei baleiajului va trebui astfel să se ţină seamă de următoarele trei probleme:

a. Determinarea căderilor de presiune de-a lungul traiectului de curgere şi stabilirea presiunilor medii ale şarjei cilindrului motor şi ale gazelor de lucru din colectorul de evacuare.

b. Determinarea reuşitei baleiajului, respectiv a cantităţii de aer util rămase în cilindrul motor.

c. Determinarea presiunilor şi a temperaturilor gazelor de lucru în timpul perioadei de evacuare şi baleiaj, în vederea stabilirii buclei de schimbare a şarjei din diagrama *p-V*.

Determinarea căderilor de presiune de-a lungul traiectului de baleiaj

Vor fi luate în consideraţie următoarele căderi de presiune provocate de curgerea aerului de baleiaj (fig. 36):

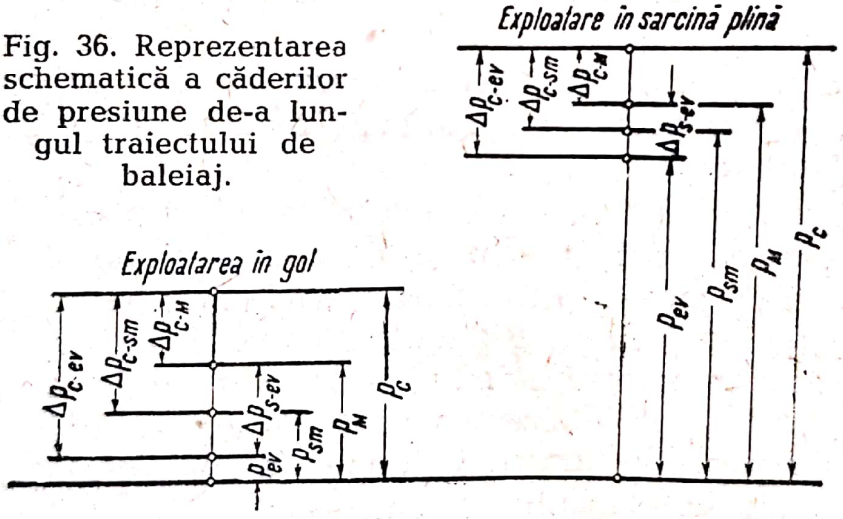


Fig. 36. Reprezentarea schematică a căderilor de presiune de-a lungul traiectului de baleiaj.

$\Delta p_{s\text{-}ev}$ — căderea de presiune care apare la curgerea aerului prin cilindrul motor (de la colectorul de spălare pînă la colectorul de evacuare);

$\Delta p_{C\text{-}v}$ — căderea de presiune care apare la curgerea aerului prin supapele de refulare ale cilindrului compresor;

$\Delta p_{C\text{-}M}$ — căderea de presiune care apare de la ieşirea aerului din cilindrul compresor şi pînă la intrarea lui în cel motor;

$\Delta p_{C\text{-}sm}$ — căderea de presiune de la ieșirea din cilindrul compresor pînă la mijlocul cilindrului motor;

$\Delta p_{C\text{-}ev}$ — căderea de presiune de la cilindrul compresor pînă la intrarea în colectorul de evacuare.

Dintre acestea au o importanță mai mare: căderea de presiune $p_{s\text{-}ev}$, care caracterizează curgerea aerului de baleiaj prin cilindrul motor, influențînd multilateral mersul calculului mașinii; căderea de presiune $\Delta p_{C\text{-}sm}$, din care rezultă valoarea medie a presiunii de baleiaj, și căderea de presiune $\Delta p_{C\text{-}ev}$, care permite stabilirea presiunii gazelor de lucru din colectorul de evacuare. Celelalte căderi parțiale de presiune indică influența porțiunilor respective ale traiectului de curgere asupra căderii totale de presiune și măsurile care trebuie luate pentru o judicioasă executare a mașinilor termice cu pistoane libere.

Se va analiza întîi procesul de curgere a aerului de baleiaj în totalitatea sa și se vor stabili căderile corespunzătoare de presiune.

În timpul cursei de refulare, aerul de baleiaj curge întîi din cilindrul compresor, prin supapele de refulare, în colectorul de baleiaj.

La tipul „spre interior", refularea aerului de baleiaj în colector are loc în timpul cursei de compresiune din cilindrul motor, adică în momentul în care orificiile de baleiaj sînt acoperite de pistonul liber. Din această cauză, se produce întîi o încărcare a colectorului de baleiaj cu aer refulat din compresor, înregistrîndu-se o creștere a presiunii în colector, care depinde de raportul dintre volumul de aer refulat în colector și volumul colectorului, și care poate fi ușor determinată.

Dacă se notează:

p_c — presiunea aerului refulat din cilindrul compresor;

$V_{C\text{-}cursă}$ — volumul aerului refulat din cilindrul compresor în timpul unei curse;

V_{col} — volumul colectorului de baleiaj;

p_{s_1} — presiunea din colectorul de baleiaj la începutul refulării (fig. 37).

atunci creşterea presiunii Δp_s din colectorul de baleiaj rezultă din expresia:

$$\Delta p_s = p_{s_1}\left[\frac{V_{C\text{-cursă}}\left(\frac{p_c}{p_{s1}}\right)^{\frac{1}{n}} + V_{col}}{V_{col}} - 1\right].$$

Exponentul politropic n poate fi considerat foarte apropiat de cel al adiabatei.

Cu cît volumul colectorului este procentual mai mare şi presiunea aerului e mai ridicată, cu atît creşterea de presiune din colectorul de baleiaj este mai mică.

Spre sfîrşitul cursei de lucru începe baleiajul cilindrului motor. Aerul acumulat în colectorul de baleiaj se destinde în acest timp pînă la o presiune care mai permite curgerea prin cilindrul motor. Din cauza răbufnirii gazelor de ardere din cilindrul motor în colectorul de baleiaj după deschiderea orificiilor de baleiaj, presiunea din colector creşte uşor. Caracterul nestaţionar al refulării aerului de baleiaj care pulsează în ritmul frecvenţei pistonului influenţează în mod corespunzător atît căderea de presiune datorită curgerii prin supapele de refulare, cît şi presiunea din colectorul de baleiaj. Fig. 37 redă evoluţia în timp a variaţiilor de presiune în trei locuri ale traiectului de curgere (în cilindrul compresor — în preajma supapelor de refulare; în colectorul de baleiaj — după supapele de refulare; în colectorul de baleiaj — în preajma orificiilor de baleiaj).

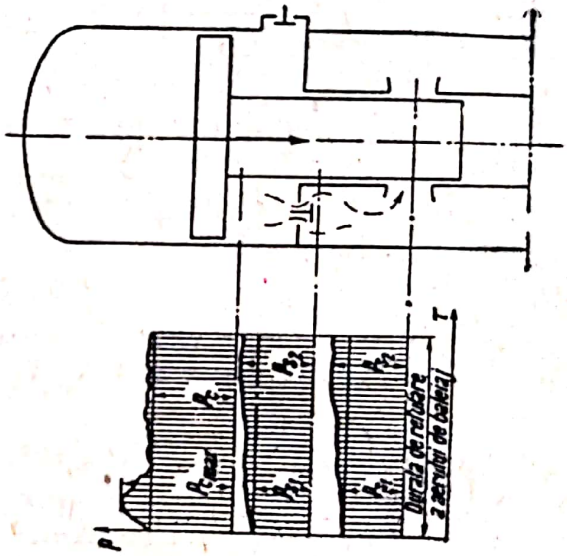


Fig. 37. Variaţia căderilor de presiune ale aerului de baleiaj în timpul refulării aerului în colectorul de baleiaj.

Stabilirea undelor care pulsează caracterizînd refularea reală a aerului de baleiaj este relativ dificilă. Pentru aceasta ar trebui respectate oscilaţiile de presiune din cilindrul compresor şi din colectorul de baleiaj, precum şi cele ale viteze-

lor de curgere pe traiect în timpul refulării. Pentru practică, însă, este acceptabil să se admită curgerea staționară a aerului de baleiaj și să se calculeze cu valori medii constante ale presiunilor și vitezelor de curgere, mai ales că se utilizează volume relativ mari ale colectoarelor de aer.

La tipul „spre exterior", refularea aerului în colectorul de baleiaj are loc cam în același timp cu baleiajul cilindrului motor. O acumulare a aerului de baleiaj în colector urmată de ridicarea corespunzătoare a presiunii nu se poate produce decît în mică măsură. În timpul refulării și al baleiajului rezultă o curgere aproape continuă a aerului de baleiaj, începînd de la supapele de refulare și ținînd pînă la ieșirea din orificiile de evacuare ale cilindrului motor. Acesta este unul dintre principalele avantaje ale tipului „spre exterior".

La curgerea aerului de-a lungul traiectului de baleiaj are loc atît o scădere de presiune, cît și o pierdere de energie, corespunzător transformării ireversibile în căldură a energiei mecanice, provocată prin frecări, turbulență și șocuri. Astfel, în ipoteza unei curgeri staționare, căderea totală de presiune de la cilindrul compresor pînă la cel motor corespunde diferenței dintre presiunile statice la ieșirea din cilindrul compresor $p_{st\text{-}C}$ și intrarea în cilindrul motor $p_{st\text{-}M}$, necesară acoperirii pierderilor remanente de presiune $\sum_{C}^{M} p_g$ provocate prin frecări, turbulențe și șocuri, precum și pentru variația presiunilor dinamice $\frac{1}{2}(w^2 - w_C^2)\frac{\gamma}{g}$.

Pentru căderea de presiune de la ieșirea din cilindrul compresor și pînă la intrarea în cilindrul motor este astfel valabilă următoarea relație:

$$\Delta p_{C\text{-}M} = p_{st\text{-}C} - p_{st\text{-}M} = \sum_{C}^{M} p_g + \frac{1}{2}(w_M^2 - w_C^2)\frac{\gamma}{g}, \qquad (107)$$

unde w_M și w_C sînt vitezele aerului de baleiaj la intrarea în cilindrul motor și la ieșirea din cilindrul compresor.

În cazul curgerii nestaționare a aerului de baleiaj, corespunzătoare realității, se mai adaugă la pierderile anterioare de presiune și pierderile necesare accelerării maselor de aer care pulsează.

Scanned with OKEN Scanner

Pierderile remanente de presiune $\sum_{C}^{M} p_g$ sînt de obicei împărțite în pierderi de presiune din porțiunile drepte de conductă ΣRl, de forma $\sum \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}$, provocate de frecări, și în pierderi de presiune provocate de rezistențele locale Σz, de forma $\sum \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}$.

Astfel se poate scrie:

$$\sum_{C}^{M} p_g = \sum_{C}^{M} Rl + \sum_{C}^{M} z = \sum_{C}^{M} \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} + \sum_{C}^{M} \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g},$$

iar pierderea totală de presiune corespunde ecuației clasice a curgerii:

$$\Delta p_{C\text{-}M} = p_{st\text{-}C} - p_{st\text{-}M} = \sum_{C}^{M} \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} + \sum_{C}^{M} \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g},$$

$$+ \frac{1}{2} (w_M^2 - w_C^2) \frac{\gamma}{g}. \qquad (108)$$

Pierderea de energie pe secundă, corespunzătoare transformării ireversibile a energiei mecanice în căldură în timpul curgerii aerului de baleiaj, rezultă din

$$\frac{1}{A} Q_g = \sum_{C}^{M} p_g V_{C\text{-}sec},$$

în care Q_g reprezintă căldura produsă datorită pierderilor amintite

și $V_{C\text{-}sec}$ — volumul care curge pe secundă prin colector (volumul aerului refulat din cilindrul compresor pe secundă). Nu se va insista asupra creșterii corespunzătoare a temperaturii aerului, ea fiind de mică importanță și în bună parte compensată de pierderile termice prin pereții colectorului.

Scanned with OKEN Scanner

Ca primă pierdere de presiune pe drumul aerului de baleiaj, poate conta pierderea provocată de trecerea prin supapele de refulare. Această cădere de presiune servește la accelerarea mișcării aerului în cilindrul compresor spre supapele de refulare, la învingerea contrapresiunii arcurilor de la clapetele de supapă și accelerarea acestor clapete, precum și la învingerea rezistențelor de frecare provocate de curgerea prin secțiunile supapelor. După trecerea prin supape, firele curentului de aer se reunesc și curg mai departe cu o viteză w care depășește valoarea ce ar corespunde secțiunii respective, datorită cărui fenomen apar cunoscutele pierderi prin șoc Borda-Carnot.

Curgerea aerului de baleiaj cu o viteză relativ mică prin colectorul scurt de baleiaj provoacă în acesta, la tipul „spre interior", o cădere mică de presiune. În schimb, la tipul „spre exterior", unde aerul de baleiaj curge din motive constructive prin conducte corespunzător mai lungi, nu trebuie neglijate pierderile prin frecări, deși ele pot fi inferioare celor ale curgerii cu un caracter pulsator mai pronunțat la tipul „spre interior".

Coeficientul de frecare λ poate fi calculat, în cazul conductelor netede de tablă, cu formula:

$$\lambda = 0{,}0072 + \frac{0{,}61}{\mathrm{Re}^{0{,}35}}.$$

Cifra lui Reynolds Re se exprimă fie în funcție de viteza de scurgere w și de viscozitatea cinematică ν a aerului de baleiaj, care depinde de temperatură și presiune, fie în funcție de viteza w, densitatea ρ și viscozitatea dinamică η, care depinde numai de temperatura aerului.

Astfel:

$$\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{wd\rho}{\eta},$$

d fiind diametrul conductei prin care are loc curgerea.

După determinarea debitului aerului de baleiaj și a temperaturii acestuia, cunoscînd secțiunile de trecere, vor putea fi stabilite vitezele de curgere w, cifrele Reynolds Re, precum și coeficienții de frecare λ și pierderile prin frecare ΣRl. De asemenea vor trebui calculate pierderile prin rezistențele

locale Σz care apar în coturi, piese T etc., după valorile ζ din tabelele cunoscute.

Trebuie subliniat aici că pierderile de presiune provocate prin frecări de-a lungul întregului traiect de curgere prezintă valori cu mult inferioare celor corespunzătoare rezistențelor locale. Dintre pierderile locale, cele mai mari revin celor provocate de curgerea prin supapele de refulare. Din această cauză este foarte importantă adaptarea îngrijită a formei supapelor de refulare la condițiile de curgere existente și determinarea secțiunilor acestora.

Formula (108) mai poate fi scrisă:

$$\Delta p_{C\text{-}M} = \sum_{C}^{M} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} \right] + \frac{w_M^2 - w_C}{2} \frac{\gamma}{g}. \qquad (110)$$

Vitezele de curgere ale aerului prin diferitele secțiuni ale traiectului său rezultă din $w_j = V_{C\text{-}sec}/f_j$, unde f_j reprezintă secțiunea corespunzătoare, iar $V_{C\text{-}sec}$ — volumul de aer refulat pe secundă din cilindrul compresor corespunzător unei presiuni constante de baleiaj p_{sm}.

Considerînd mai departe că viteza w_C a aerului din cilindrul compresor în raport cu cea de intrare în cilindrul motor w_M poate fi neglijată, se obține următoarea relație pentru căderea de presiune:

$$\Delta p_{C\text{-}M} = \sum_{C}^{M} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{1}{2g} \frac{\gamma}{f^2} \right] V_{C\text{-}sec}^2 + \frac{1}{2g} \frac{\gamma_M}{f_M^2} V_{C\text{-}sec}^2,$$

respectiv:

$$\Delta p_{C\text{-}M} = \frac{1}{2g} V_{C\text{-}sec}^2 \left\{ \sum_{C}^{M} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{\gamma}{f^2} \right] + \frac{\gamma_M}{f_M^2} \right\}. \qquad (111)$$

Cantitatea de aer $V_{C\text{-}sec}$ refulată pe secundă este:

$$V_{C\text{-}sec} = V_{C\text{-}cursă}\, n_{sec},$$

în care n_{sec} reprezintă frecvența pe secundă a oscilațiilor pistoanelor libere.

Scanned with OKEN Scanner

Din diagramele cilindrului compresor (fig. 24 și fig. 26), pentru formele cu acțiune simplă, rezultă volumul aerului refulat la fiecare cursă cu presiunea p_c din relația:

$$V_{c\text{-cursă}} = (V'_{h_c} + V_{c_c} + V_0)\left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} - (V_{c_c} + V_0). \quad (112)$$

Folosind notațiile de la pag. 70 și 78, volumul refulat poate fi exprimat în funcție de cursa pistonului liber, de raportul de compresiune din cilindrul motor, de raportul presiunilor din cilindrul compresor și de dimensiunile constante constructive, după cum urmează:

$$V_{c\text{-cursă}} = \left[F_c\left(S'_h + \frac{V_{t_M}}{F_M \varepsilon}\right) + V_0\right]\left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} - \left(\frac{F_c}{F_M}\cdot\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + V_0\right). \quad (113)$$

Pentru formele cu dublă acțiune, cu respectarea diagramei și a notațiilor din fig. 27 volumul de aer refulat de fiecare cursă este:

$$V_{c\text{-cursă}} = \frac{V'_{h_c} + V'_{t_c} - V_k}{2}\left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} - \frac{V'_{t_c} - V'_{h_c} - V_k}{2}, \quad (114)$$

sau în funcție de cursa pistonului liber, de raportul de compresiune și de mărimile constante constructive:

$$V_{c\text{-cursă}} = \left(F\frac{S'_h}{2} + \frac{V'_{t_c} - V_k}{2}\right)\left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} + F_c\frac{S'_h}{2} - \frac{V'_{t_c} - V_k}{2}. \quad (115)$$

Prin introducerea în formula 110 a valorilor debitelor de aer refulate pe secundă, astfel calculate, poate fi determinată căderea corespunzătoare de presiune. Pentru a obține valori mai exacte ale volumelor aerului de baleiaj, mărimile V_c vor trebui înmulțite cu $\left(\frac{p_c}{p_j}\right)^{\frac{1}{n}}$, p_j reprezentînd presiunea corespunzătoare a aerului de baleiaj.

Pentru determinarea căderii de presiune $\Delta p_{s\text{-}ev} = p_s - p_{ev}$ trebuie respectate particularitățile procesului de curgere la mașinile termice cu pistoane libere. Pe lîngă aceasta, trebuie

menționat caracterul nestaționar al curgerii aerului de baleiaj, cum apare de altfel la toate motoarele în doi timpi. Dar, cum s-a mai amintit, la mașinile cu pistoane libere baleiajul are loc cu debite mult mai mari de aer, ceea ce mărește pe de o parte căderile de presiune, iar pe de altă parte mai atenuează caracterul nestaționar al curgerii. La volumele mari ale colectoarelor de baleiaj folosite în mod obișnuit la mașinile cu pistoane libere, aerul de baleiaj curge în cilindrul motor practic aproape sub diferență de presiune constantă, respectiv cu viteză constantă. Același lucru poate fi afirmat și despre partea de evacuare, unde colectorul mare de evacuare, avînd rolul unui rezervor de stagnare, permite ipoteza curgerii gazelor din cilindrul motor în perioada propriu-zisă de baleiaj, de asemenea aproximativ sub diferență constantă de presiune, respectiv cu viteză constantă.

La respectarea caracterului curgerii nestaționare, căderea de presiune $\Delta p_{s\text{-}ev}$ servește pe de o parte la acoperirea rezistențelor datorite curgerii, inclusiv producerea vitezei de curgere staționară, iar pe de altă parte, la accelerarea curentului de gaze în regimul curgerii nestaționare.

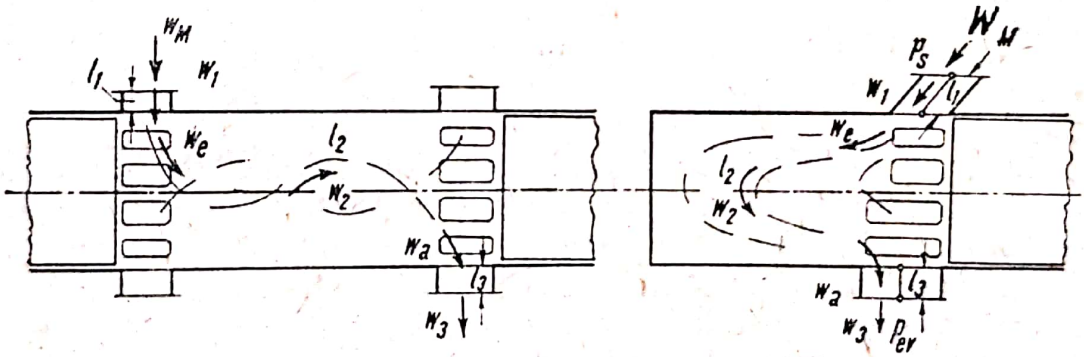


Fig. 38. Schema curgerii aerului de baleiaj prin cilindrul motor.

Utilizînd notațiile din fig. 38, poate fi stabilită următoarea expresie a căderii de presiune la curgerea prin cilindrul motor:

$$\Delta p_{s\text{-}ev} = p_s - p_{ev} = \frac{\gamma}{2g}\left[w_1^2 + C_1 w_1^2 + (w_i^2 - w_1^2) + C_2 w_2^2 + \right.$$

$$\left. + (w_e^2 - w_2^2) + C_3 w_3^2\right] + \frac{\gamma}{g}\left(l_1 \frac{dw_1}{d\tau} + l_2 \frac{dw_2}{d\tau} + l_3 \frac{dw_3}{d\tau}\right). \quad (116)$$

S-a ținut seamă că lungimile sistemului de conducte de legătură dintre rezervoarele relativ mari de baleiaj și de evacuare sînt reduse. C_1, C_2 și C_3 sînt coeficienții de rezistență la curgere. Prima grupă a expresiei din partea dreaptă a ecuației (116) corespunde căderii de presiune a curgerii staționare, pe cînd a doua grupă, celei nestaționare. Rezultă astfel relația:

$$\Delta p_{s\text{-}ev} = p_s - p_{ev} = \Delta p_{s\text{-}ev(st)} + \Delta p_{s\text{-}ev(nest)}. \qquad (117)$$

Căderea de presiune a curgerii staționare poate fi scrisă și după cum urmează, dacă se notează cu $\mu_{m(st)}$ coeficientul mediu de curgere prin cilindrul motor în regimul curgerii staționare:

$$\Delta p_{s\text{-}ev(st)} = \frac{\gamma}{g} \frac{w_2^2}{2} \frac{1}{\mu_{m(st)}^2} \qquad (118)$$

Raportul dintre coeficientul curgerii reale și cel al curgerii staționare reprezintă factorul dinamic δ al coeficientului de curgere.

Astfel

$$\delta = \frac{\mu_m}{\mu_{m(st)}}.$$

Pe baza rezultatelor încercărilor experimentale au putut fi clarificate relațiile care duc la stabilirea factorului dinamic. Concluziile calitative ale acestor încercări arată astfel că inerția maselor curentului de baleiaj coboară coeficientul curgerii reale. Afară de aceasta, factorul dinamic δ scade o dată cu descreșterea debitului de aer și, evident, cu creșterea coeficientului de curgere în regimul staționar.

Relațiile de mai sus sînt valabile numai la sistemele de baleiaj cu orificii (fante) de baleiaj și evacuare relativ scurte (l_1 și l_3 reduse față de dimensiunile colectoarelor de baleiaj și evacuare — v. fig. 38), ceea ce corespunde de obicei formelor uzuale ale cămășilor de cilindru utilizate la mașinile termice cu pistoane libere. În cazul unor canale mai lungi, efectele maselor aerului de baleiaj ar complica în schimb mult mersul calculelor.

Procesul curgerii prin cilindrul motor, la care apar fenomene de concentrație și de dilatare a vinelor aerului de bale-

iaj, poate fi exprimat în ansamblul său mai indicat prin coeficientul de curgere μ decît prin coeficienții de rezistență ζ sau ξ, utilizați la curgerea prin clapetele supapelor de refulare și colectorul de baleiaj.

Influențarea coeficientului de curgere din regimul staționar prin vitezele de curgere și debitul de aer poate fi dedusă prin intermediul cifrei lui Reynolds. Conform relației de curgere a lui Blasius, se poate scrie:

$$\mu_{m(st)} = K_1 \mathrm{Re}^{1/8}. \tag{119}$$

Dacă se notează cu Λ_0 debitul de baleiaj redus și se ține seamă de relația $\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu}$ dintre cifra lui Reynolds și viteza de curgere, atunci la motoarele în doi timpi cu ambielaje, la care temperaturile aerului de baleiaj și dimensiunile relative ale sistemelor de baleiaj nu diferă apreciabil și la care vitezele curentului de baleiaj pot fi exprimate prin $w = K_2 \Lambda_0 n$, coeficientul de curgere va putea fi scris:

$$\mu_{m(st)} = K (\Lambda_0 n)^{1/8}. \tag{120}$$

Dacă se notează debitul de baleiaj efectiv (neredus) cu Λ și punînd $\Lambda_0 = K' \Lambda p$, rezultă din (120) relația:

$$\mu_{m(st)} = K'' (\Lambda n p)^{1/8}. \tag{121}$$

La mașinile termice cu pistoane libere debitul de baleiaj redus Λ_0 poate fi considerat practic independent de frecvența pistoanelor libere (în cazurile în care nu are loc o deviere a curentului de aer înaintea intrării în cilindrul motor pentru scopuri de reglaj — respectiv o recirculație a aerului). Astfel, relația dintre coeficientul de curgere staționar și frecvența pistoanelor libere este dată de următoarea expresie simplă:

$$\mu_{m(st)} \approx K''' n^{1/8}. \tag{122}$$

S-a putut de asemenea constata că în timpul evacuării anticipate ia naștere în cilindrul motor un cîmp al fluxului de baleiaj, prin care se mărește coeficientul de curgere μ. Pe de altă parte, datorită răbufnirii gazelor arse în colectorul de baleiaj după deschiderea orificiilor de baleiaj se produce o micșorare

a coeficientului de curgere, cu atît mai pronunțată cu cît sarcina este mai mare.

Dacă se pot stabili prin măsurători valorile coeficienților de curgere prin orificiile de baleiaj și evacuare μ_i și μ_e corespunzătoare unui debit redus de baleiaj Λ_0 și unor viteze w_i și w_e ce apar la o frecvență n a pistoanelor libere, atunci se poate deduce coeficientul mediu de curgere corespunzător unei alte frecvențe n' și debit redus de baleiaj Λ_0' cu ajutorul relației:

$$\mu_m' = \frac{1}{\int_{-\tau_i}^{+\tau_i} f_i d\tau} \left(\frac{\Lambda_0' n'}{\Lambda_{0n}}\right)^{1/8} \frac{\delta'}{\delta} \mu_i \int_{-\tau_i}^{+\tau_i} \frac{f_i d\tau}{\sqrt{\underbrace{\left(\frac{p_{ev}}{p_{sm}}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} + \frac{T_s}{T_{sm}} \left(\frac{p_s}{p_{sm}}\right)^{\frac{(2\varkappa+1)}{\varkappa}} \left(\frac{f_i \mu_i}{f_e \mu_e}\right)^2}_{\text{Integrala secțiunii-timp redusă corectată}}}}, \tag{123}$$

în care:

$\int f_i d\tau$ este integrala secțiunii-timp a orificiilor de baleiaj (de intrare în cilindrul motor);

δ'/δ — raportul factorilor dinamici corespunzători ambelor condiții de lucru;

p_s — presiunea aerului de baleiaj înainte de a intra în orificiile de baleiaj;

T_s — temperatura aerului de baleiaj înainte de a intra în orificiile de baleiaj;

p_{sm} — presiunea medie de baleiaj;

T_{sm} — temperatura medie de baleiaj;

$\pm \tau_i$ — durata curgerii aerului prin orificiile de baleiaj (de intrare în cilindrul motor) spre sfîrșitul cursei de destindere și începutul cursei de compresiune;

p_{ev} — presiunea din avalul orificiilor de evacuare (după ieșire);

f_e — secțiunea orificiilor de evacuare (de ieșire din cilindrul motor).

De obicei, însă, nu ne stau la dispoziție suficiente valori ale coeficienților de curgere ai unor sisteme corespunzătoare

care ar permite aplicarea unui calcul de similitudine cu ajutorul formulei de mai sus. În aceste cazuri trebuie folosite drept valori ale coeficienților de curgere μ_i și μ_e, valorile stabilite cu ocazia curgerii prin ajutaje. Rezultatele astfel obținute nu prezintă însă decît valori aproximative.

Uneori se poate folosi în locul integralei secțiunii-timp reduse corectate, integrala secțiunii-timp redusă obișnuită:

$$\int_{-\tau_i}^{+\tau_i} f_r \, d\tau = \int_{-\tau_i}^{+\tau_i} \frac{f_i \, d\tau}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_i}{f_e}\right)^2}}. \qquad (124)$$

Această valoare va trebui apoi înmulțită cu coeficientul corespunzător redus de scurgere μ_r. Dacă pentru motivele unei evacuări anticipate eficace secțiunile orificiilor de evacuare au fost executate mai mari decît cele de baleiaj, frînarea principală a curentului de baleiaj are loc în dreptul secțiunii mai mici a orificiilor de baleiaj. În astfel de cazuri poate fi folosită și integrala timp-secțiune a orificiilor de baleiaj, înmulțind-o cu coeficientul de scurgere μ_{iM} raportat la secțiunile de intrare în cilindrul motor (baleiaj).

Coeficienții μ_M prezintă de obicei în practică o mare variație (între 0,4 și 0,8). Aceasta se explică prin deosebirile mari ale rezistențelor la curgere la diferitele sisteme de baleiaj, care pot fi provocate de dimensiunile cilindrilor, de formele orificiilor, de răbufnirea gazelor în colectorul de baleiaj și de turația respectiv frecvența pistoanelor libere. În mod obișnuit vin în considerație valorile dintre 0,55 și 0,65, valorile mai mari fiind recomandabile la dimensiuni mai mari de cilindru, respectiv la sisteme de baleiaj în echicurent, pe cînd cele mai mici, la cilindri mai mici, respectiv la sisteme de baleiaj transversale.

După lămurirea aspectului curgerii aerului de baleiaj prin cilindrul motor și stabilirea căderii corespunzătoare de presiune, vor putea fi determinate și căderile de presiune: $\Delta p_{C\text{-}sm}$, pînă la mijlocul cilindrului motor, și $\Delta p_{C\text{-}ev}$, pînă la intrarea în colectorul de evacuare.

Pe baza formulei (111) se mai poate scrie:

$$\Delta p_{C\text{-}sm} = \frac{1}{2g} V^2_{c\text{-}sec} \left\{ \sum_{c}^{sm} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{\gamma}{f^2} \right] + \frac{\gamma_M}{f_M^2} + \frac{\gamma_M}{2 f_M^2 \mu_M^2} \right\} \tag{125}$$

și

$$\Delta p_{C\text{-}ev} = \frac{1}{2g} V^2_{c\text{-}sec} \left\{ \sum_{C}^{ev} \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{\gamma}{f^2} \right] + \frac{\gamma_M}{f_M^2} + \frac{\gamma_M}{f_M^2 \mu_M^2} \right\}. \tag{126}$$

Determinarea reușitei baleiajului

Reușita baleiajului se caracterizează prin șarja de aer utilă a cilindrului motor, adică prin aerul curat cuprins în volumul V_{t_M} al cilindrului motor după efectuarea baleiajului. Volumul acestei șarje utile de aer se notează cu V_{A_u} și este condiționat de randamentul volumetric de baleiaj η_v, prin care se înțelege raportul dintre volumul șarjei utile (a aerului curat) și volumul total.

Astfel:

$$\eta_v = \frac{V_{A_u}}{V_{t_M}}. \tag{127}$$

De multe ori se folosește volumul $V_{A_{u_0}}$ al șarjei efective de aer a cilindrului motor în condiții normale. Acest volum corespunde randamentului volumetric redus de baleiaj η_{v_0}, conform relației

$$\eta_{v_0} = \frac{V_{A_{u_0}}}{V_{t_M}}.$$

Afară de aceasta, este valabilă relația

$$\eta_{v_0} = \eta_v \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T}. \tag{128}$$

Reușita baleiajului depinde în general de condițiile baleiajului, adică de dimensiunile și de dispoziția orificiilor, de durata baleiajului, de viteza curentului de baleiaj și de volumul aerului de baleiaj. Trebuie subliniat că, la sisteme iden-

tice de baleiaj, reuşita baleiajului depinde numai de volumul aerului de baleiaj:

$$V_{s\text{-cursă}} = \left(\frac{p_c}{p_s}\right)^{\frac{1}{n}} V_{C\text{-cursă}} \approx V_{C\text{-cursă}}.$$

Raportul dintre această cantitate şi volumul cilindrului motor reprezintă debitul volumetric de baleiaj relativ

$$\Lambda = V_{s\text{-cursă}}/V_{t_M}.$$

La maşinile cu pistoane libere, din cauza cursei variabile, volumul cursei nu este o valoare de referinţă indicată pentru debitul de baleiaj, din care motiv pare mai avantajos să se ţină seamă de volumul total V_{t_M}, ca în formula de mai sus.

Pentru a putea efectua comparaţii între maşini cu pistoane libere care au presiuni de baleiaj diferite, se foloseşte uneori debitul volumetric de baleiaj redus la condiţiile normale Λ_0.

Randamentul volumetric de baleiaj η_v fiind pentru fiecare sistem de baleiaj o anumită funcţie a debitului de baleiaj Λ, se poate scrie:

$$\eta_v = \eta_s \cdot \Lambda = \frac{V_{A_u}}{V_{t_M}} = \frac{V_{A_u}}{V_{s\text{-cursă}}} \cdot \frac{V_{s\text{-cursă}}}{V_{t_M}} \qquad (129)$$

Aici $\eta_s = \frac{V_{A_u}}{V_{s\text{-cursă}}}$ este randamentul cantitativ de baleiaj.

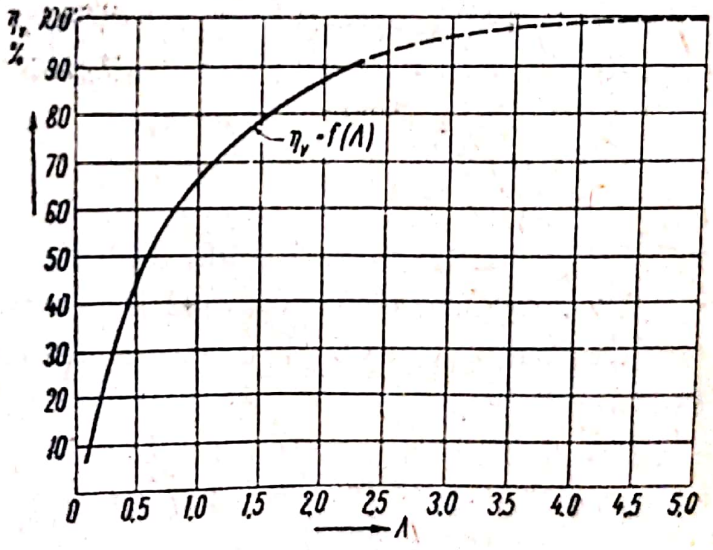


Fig. 39. Randamentul volumetric de baleiaj în funcţie de debitul de baleiaj la baleiajul în echicurent.

Există astăzi suficiente valori experimentale, fie pe baza încercărilor cu modele, fie a unor măsurători directe pe cilindrii motoarelor, după care poate fi stabilit raportul volumetric dintre aerul curat rămas în cilindru şi şarja totală a cilindrului, la anumite sisteme de baleiaj şi în diferite condiţii. Aceste valori pot fi redate sub formă de

curbe $\eta_v = f(\Lambda)$. Figura 39 și 40 reprezintă astfel de curbe, redînd valorile medii ale randamentelor volumetrice de baleiaj η_v corespunzătoare diferitelor debite de baleiaj și rapoarturi dintre diametrul și cursa pistonului. Fig. 39 se referă la sisteme de baleiaj prin echicurent, iar fig. 40 reprezintă valorile η_v la sisteme de baleiaj transversal, care interesează mai mult la mașinile cu un singur piston liber.

Pentru a stabili șarja utilă se determină întîi debitul de baleiaj după relațiile:

$$\Lambda = \frac{V_{s\text{-}cursă}}{V_{t_M}} = \frac{1}{V_{t_M}} \left(\frac{p_c}{p_s}\right)^{\frac{1}{n}} \left\{\left[F_c\left(S'_h + \frac{V_{t_M}}{F_M \varepsilon}\right) + V_0\right] \times \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} - \left(\frac{F_c}{F_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon} + V_0\right)\right\}, \qquad (130)$$

valabilă pentru acțiune simplă și

$$\Lambda = \frac{V_{s\text{-}cursă}}{V_{t_M}} = \frac{1}{V_{t_M}} \left(\frac{p_c}{p_s}\right)^{\frac{1}{n}} \left\{\left[\left(F_c \frac{S'_h}{2} + \frac{V'_{t_c} - V_k}{2}\right)\left(\frac{p_0}{p_c}\right)^{\frac{1}{n_c}} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + F_c \frac{S'_h}{2} - \frac{V'_{t_c} - V_k}{2}\right]\right\}, \qquad (131)$$

valabilă pentru acțiune dublă. Folosind apoi curba $\eta_v = V_{A_u}/V_{t_M} = f(\Lambda)$, se determină volumul V_{A_u} a șarjei utile.

Pentru procesul de ardere interesează înainte de toate greutatea G_{A_u} a șarjei utile de aer, care rezultă din

$$G_{A_u} = V_{A_u} \frac{p_{sm}}{R_A T_{sm}}, \qquad (132)$$

după care poate fi stabilit coeficientul de aer α, conform relației:

$$\alpha = \frac{G_{A_u}}{BA_0} \sim \frac{G_{A_u}}{B \cdot 14}.$$

Greutatea, respectiv coeficientul de aer astfel stabilite, nu reprezintă măsura reală a dezvoltării energiei prin procesul de ardere în cilindrul motor. Pentru aceasta va trebui să se țină seamă de debitul volumetric efectiv de baleiaj Λ,

întrucît la valori Λ mici (ceea ce corespunde unor presiuni de baleiaj ridicate), gazele arse nu sînt complet evacuate din cilindrul motor chiar la utilizarea unor sisteme de baleiaj prin

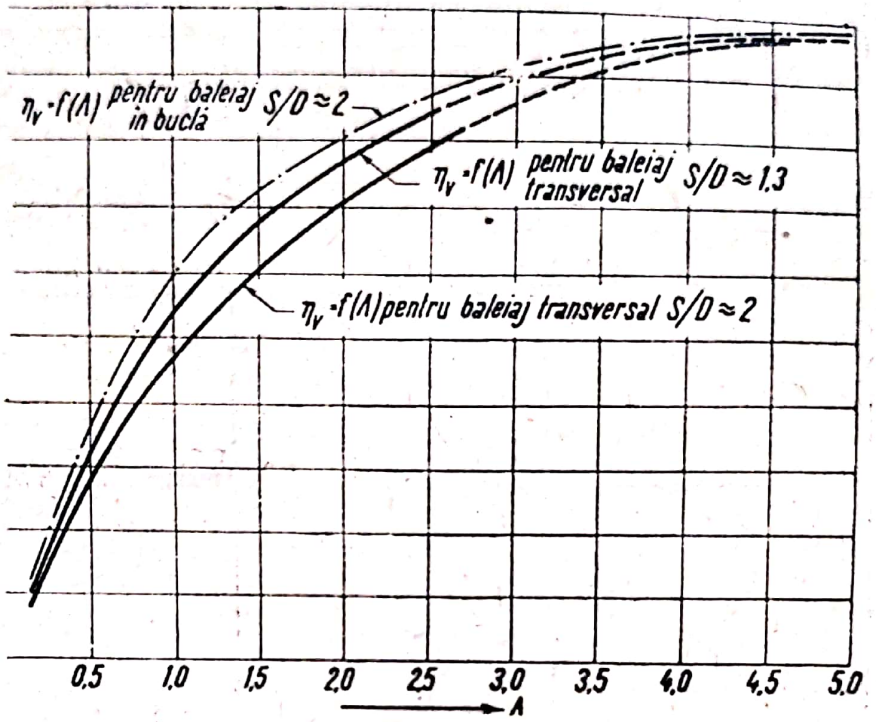


Fig. 40. Randamentul volumetric de baleiaj η_v în funcţie de debitul de baleiaj Λ la baleiajul transversal şi prin buclă.

echicurent. Datorită acestui fapt, şarja de aer apare în cilindru sub formă de insule înconjurate de gaze reziduale, nefăcînd posibilă formarea unui amestec ce ar permite dezvoltarea unei energii corespunzătoare cantităţii de combustibil B şi coeficientului de aer α.

La maşinile cu pistoane libere care funcţionează cu presiuni înalte ale gazelor de lucru, se recomandă de aceea, indiferent de sistemul de baleiaj folosit (prin echicurent sau transversal), să se examineze cu ajutorul curbelor $\eta_v = f(\Lambda)$, înainte de determinarea valorilor α, dacă reuşita baleiajului se prezintă satisfăcător.

Determinarea presiunilor şi a temperaturilor gazelor de lucru în timpul perioadei de evacuare şi baleiaj.

Atît pentru închiderea diagramei ciclului din cilindrul motor prin determinarea buclei de evacuare şi baleiaj, cît şi pentru calculul valorilor de entalpie a amestecului gazelor de lucru, vor trebui determinate presiunile şi temperaturile

șarjei cilindrului motor în timpul perioadei de evacuare și baleiaj. Stabilirea acestor mărimi poate avea loc principial în mod analog ca la motoarele obișnuite în doi timpi cu

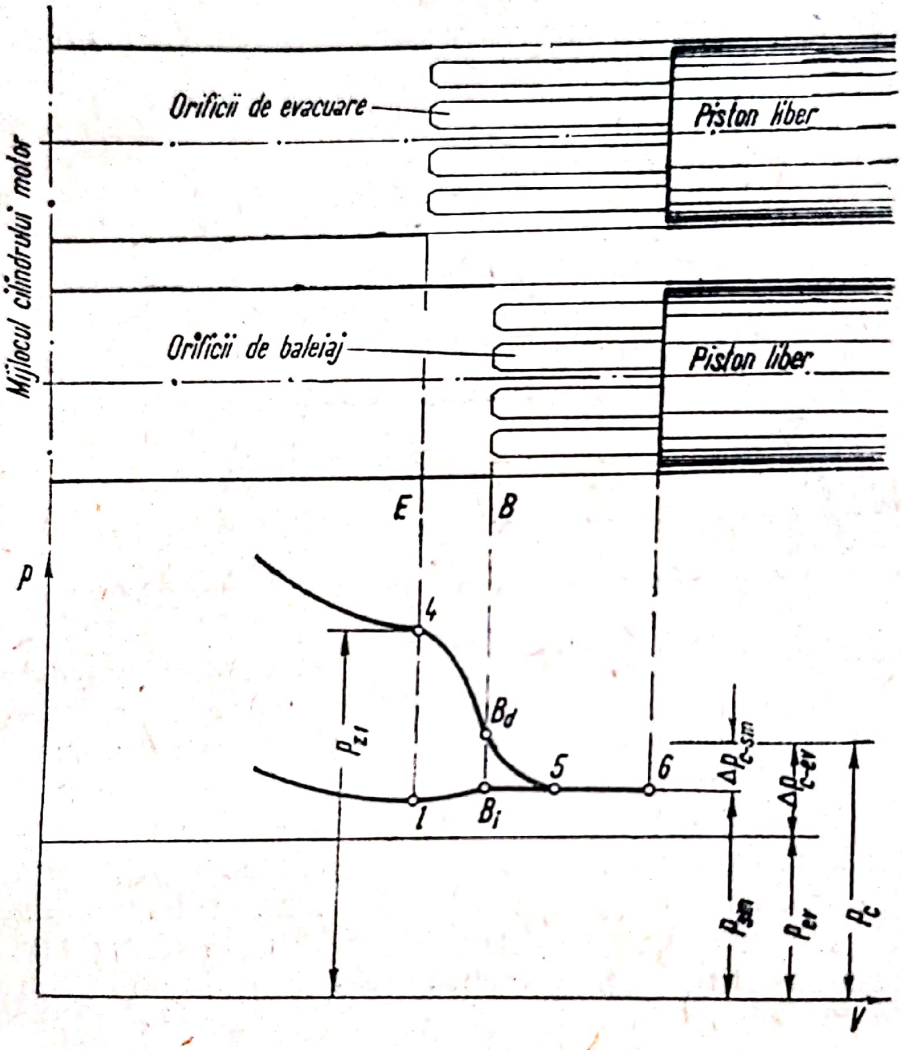


Fig. 41. Diagrama p—V a buclei de schimbare a șarjei.

ambielaje, numai că aici vitezele de comandă a distribuției prin orificii nu vor putea fi exprimate prin formulele clasice ale cinematicii ambielajelor, ci va trebui să se țină seamă de legile complexe ale mișcării pistoanelor libere. Pare deci evident că și în acest caz ar fi de recomandat un mers treptat de calcul grafo-analitic, care permite pe o cale simplă respectarea vitezelor pistoanelor libere stabilite anterior.

Înainte de a începe calculele, vor fi încă o dată lămurite fenomenele care au loc în timpul schimbării șarjei. Spre sfîrșitul cursei de lucru, pistonul descoperă orificiile de evacuare

— punctul *4* (v. fig. 41). Începe evacuarea gazelor arse; întîi cu viteză mare, corespunzător regimului supracritic de curgere, pentru a trece apoi în viteza de curgere subcritică. Presiunea gazelor arse p_{z1} de la începutul evacuării depinde de gradul de alimentare a cilindrului motor (presiunea medie de baleiaj p_{sm}) şi de sarcină (cantitatea de combustibil B), corespunzător punctului *4* al diagramei ciclului din cilindrul motor (v. fig. 28 şi 41) şi depăşeşte de obicei valoarea de 10 ata. Drept contrapresiune contează presiunea de stagnare p_{ev} a gazelor de lucru din colectorul de evacuare. Pînă la descoperirea orificiilor de baleiaj B_d are loc aşa-numita evacuare anticipată a gazelor din cilindru, în timpul căreia se înregistrează o importantă scădere a presiunii în cilindru a gazelor arse. La descoperirea orificiilor de baleiaj presiunea gazelor arse este încă cu mult mai ridicată decît cea a aerului de baleiaj, indiferent cît de tîrziu s-ar efectua descoperirea orificiilor de baleiaj. Prin aceasta are loc o răbufnire a gazelor arse în colectorul de baleiaj, urmînd o uşoară creştere a presiunii în acesta, precum şi o simultană impurificare a aerului de baleiaj prin gaze de scăpare, care se plasează în dreptul racordului de baleiaj. Pînă în punctul *5*, are loc egalizarea presiunii dintre gazele arse din cilindrul motor şi din colectorul de baleiaj prin evacuarea continuă a gazelor în colectorul de evacuare şi prin răbufnirea parţială în colectorul de baleiaj. Această perioadă poate fi privită drept perioadă de evacuare liberă. Din acest moment începe baleiajul cilindrului — punctul *5*, în care timp restul gazelor arse este îndepărtat forţat din cilindru prin intermediul aerului de baleiaj. Baleiajul durează de la punctul *5* pînă la punctul *6* în timpul cursei de lucru, şi de la *6* la B_i în timpul cursei de întoarcere. B_i corespunde închiderii orificiilor de baleiaj. Urmează acum o dizlocare parţială a şarjei cilindrului în colectorul de evacuare, pînă cînd orificiile de evacuare sînt din nou acoperite de pistonul liber — punctul *1*. Acum începe compresiunea şarjei de aer, cum s-a indicat la construcţia ciclului din cilindrul motor.

În cele ce urmează va fi explicat procedeul de calcul grafo-analitic pentru determinarea buclei de evacuare şi baleiaj, amintit anterior.

Volumul şarjei cilindrului motor la începutul procesului de evacuare, care ţine de la mijlocul (planul central de simetrie) cilindrului pînă la orificiile de evacuare, notat în fig. 24.

26 și 27 cu V_{t_M}, va fi notat, pentru simplificare, cu V_z. Presiunea gazelor arse la începutul deschiderii orificiilor de evacuare se va nota cu p_{z_1}, iar temperatura acestora — cu T_{z_1}. Greutatea șarjei cilindrului motor la începutul deschiderii orificiilor de evacuare este astfel:

$$G_z = \frac{p_{z_1} V_z}{R T_{z_1}}. \tag{133}$$

Șarja cilindrului motor va fi acum divizată în mai multe elemente componente egale. De obicei sînt suficiente zece elemente. Volumele parțiale vor fi notate cu ΔV_{z_1}, ΔV_{z_2}, ..., $\Delta V_{z_{10}}$, iar greutățile parțiale — cu ΔG_{z_1}, ΔG_{z_2}, ..., $\Delta G_{z_{10}}$.

Se va admite întîi că, în timpul evacuării primei greutăți parțiale ΔG_{z_1}, volumul gazelor arse rămîne constant. După scăparea primului volum parțial ΔV_{z_1}, va trebui deci ca volumul rămas $V_z - \Delta V_{z_1}$ să se destindă iarăși pînă la mărimea volumului V_z. De fapt s-a mărit în acest timp volumul gazelor arse cu volumul corespunzător deplasării pistonului. De acest fapt se va ține seamă ulterior prin aplicarea unor măsuri corective.

Admițînd că destinderea gazelor arse în cilindrul motor are loc adiabatic, rezultă presiunea gazelor arse după ieșirea primului volum parțial din:

$$p_{z_2} = p_{z_1} \left(\frac{V_z - \Delta V_{z_1}}{V_z} \right)^{\varkappa}. \tag{134}$$

Valoarea medie a presiunii sub care are loc curgerea primului element de gaz este

$$p_{m_1} = \frac{p_{z_1} + p_{z_2}}{2}, \tag{135}$$

iar temperatura corespunzătoare rezultă din

$$T_{m_1} = T_{z_1} \left(\frac{P_{m_1}}{p_{z_1}} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}; \tag{136}$$

de asemenea, volumul specific

$$v_{m_1} = \frac{R T_{m_1}}{p_{m_1}}. \tag{137}$$

Se poate admite mai departe că greutatea parțială ΔG_{z_1}, se destinde în timpul curgerii din cilindrul motor pînă la presiunea p_{ev} din colectorul de evacuare.

Scanned with OKEN Scanner

Greutatea parţială cursă poate fi exprimată prin ecuaţia următoare:

$$\Delta G_{z_1} = \mu_{ev} f_{ev} w_{m_1} \gamma_0 \Delta\tau = \mu_{ev} f_{ev} \frac{w_{m_1}}{v_0} \Delta\tau, \qquad (138)$$

în care:

μ_{ev} este coeficientul de scurgere prin orificiile de evacuare (poate fi admis egal cu 0,65—0,7);
f_{ev} — secţiunea variabilă a orificiilor de evacuare;
w_{m_1} — viteza medie de ieşire a primului element de gaz;
γ_0 — greutatea specifică a gazelor de scăpare după trecerea prin orificiile de evacuare;
v_0 — volumul specific al gazelor de scăpare după trecerea prin orificiile de evacuare;
$\Delta\tau$ — durata curgerii elementului de gaz.

Evacuarea primelor elemente de gaz are loc în regimul curgerii supracritice, deoarece raportul presiunilor p_{ev}/p_{m1} este mai mic decît cel critic, adică:

$$\frac{p_{ev}}{p_{m_1}} < \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}},$$

din care cauză gazele de evacuare nu se destind în orificiile de evacuare decît pînă la valoarea presiunii critice p_{cr}.

Viteza medie de curgere se calculează astfel din

$$w_{m_1} = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa+1} p_{m_1} v_{m_1}} = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa+1} RT_{m_1}}. \qquad (139)$$

În locul lui v_0 se va introduce volumul specific v_{cr} corespunzător presiunii critice p_{cr}, astfel că

$$v_0 = v_{cr} = v_{m_1} \left(\frac{p_{m_1}}{p_{cr}}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = v_{m_1} \left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}. \qquad (140)$$

În fig. 42 este reprezentată mişcarea pistoanelor libere în funcţie de timp, folosind rezultatele formulelor (86) sau (87), respectiv curbele din fig. 31 şi 35. Partea superioară a curbei redă distribuţia prin orificii şi pistoane libere. În dreptul punctului 4 se descoperă orificiile de evacuare, iar în dreptul punctului B_d are loc descoperirea orificiilor de baleiaj. Punc-

tul 6 corespunde poziției punctului mort exterior al pistoanelor și indică în același timp deschiderea maximă a orificiilor. Ramura curbei *4-B-6* a fost reprodusă încă o dată separat în fig. 43, sub formă de curbă de descoperire a orificiilor de evacuare.

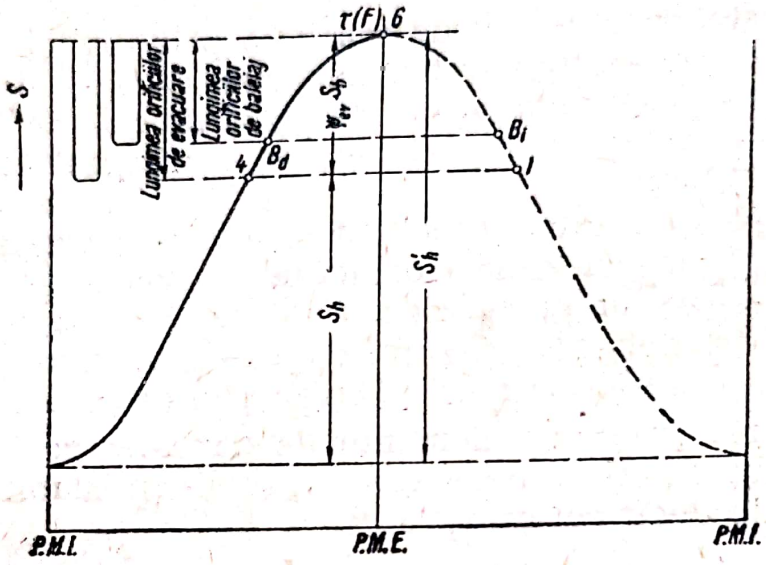


Fig. 42. Deplasarea pistoanelor libere în scopul determinării schimbării șarjei.

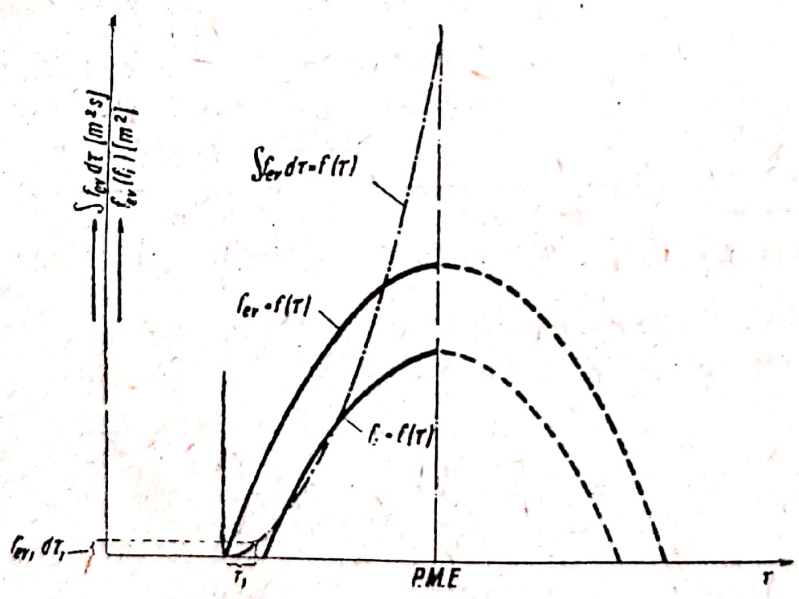


Fig. 43. Curbele secțiunilor schimbării șarjei (secțiunilor-timp).

Înmulțind lungimile descoperite ale orificiilor cu valoarea constantă a lățimii acestora, rezultă secțiunile *f* de deschidere ale acestor orificii. Alura variației în timp a secțiunilor de

deschidere ale orificiilor de evacuare $f_{ev}=f(\tau)$ va fi deci de asemenea reprezentată prin curba de deschidere amintită anterior, ținînd bineînțeles seamă de scara corespunzătoare. În aceeași figură s-a trecut și alura variației în timp a orificiilor de baleiaj $f_i=f(\tau)$. Ramurilor punctate ale curbelor le corespunde acoperirea orificiilor. Prin însumare grafică poate fi stabilită curba sumelor $\Sigma f_{ev}\Delta\tau$, respectiv curba integrală $\int f_{ev}d\tau$ a timpilor-secțiune.

Se recomandă folosirea unei scări cît se poate de mari în special la construcția de mai sus.

Dacă se scrie relația (138) după cum urmează:

$$\frac{1}{\mu_{ev}}\Delta G_{z_1}\frac{v_0}{w_{m_1}}=f_{ev_1}d\tau_1, \tag{141}$$

se poate vedea că partea din stînga a acestei ecuații poate fi calculată și, astfel, se poate stabili, pe curba timp-secțiune, valoarea corespunzătoare curgerii greutății de gaz ΔG_{z_1}. Sub această curbă va putea fi citită acum durata corespunzătoare de curgere τ_1, iar deasupra vor putea fi trecute valorile presiunii p_{z_1} și ale temperaturii T_{z_1} a gazelor de ardere. În aceeași figură va putea de asemenea să fie stabilită, la scara deplasării pistonului liber, creșterea de volum datorită acestei deplasări, care corespunde curgerii cantității de gaze ΔG_{z_1}. Prin aceasta va putea să fie efectuată corectura parametrilor care caracterizează starea primului element de gaz evacuat, stabilindu-se întîi presiunea exactă $\overline{p}_{z_2}$ conform relației:

$$\overline{p}_{z_2}=p_{z_1}\left(\frac{V_z-\Delta V_{z_1}}{V_{z_1}}\right)^{\varkappa}, \tag{142}$$

în care V_{z_1} este valoarea corectată a volumului mărit. Plecînd de la această valoare, se calculează acum valorile exacte ale presiunii medii $\overline{p}_{m_1}$ și temperaturii medii $\overline{T}_{z_1}$.

Toate valorile indicate anterior vor fi trecute în tabela 2.

Acum va putea fi urmărită evacuarea elementului următor de gaz ΔV_{z_2}.

Se calculează întîi presiunea:

$$p_{z_3}=p_{z_1}\left(\frac{V_z-\Delta V_{z_1}-\Delta V_{z_2}}{V_{z_1}}\right)^{\varkappa} \tag{143}$$

Tabela 2. **Valori pentru determinarea buclei de schimbare a sarjei** (model de tabelă)

1	1′	2	2′	3	3′	4	5	6	7	8	9	10	11
p_{z_i}	v_{z_i} (valori corectate)	$p_{m_i} = \frac{p_{z_i} + p_{z_{i+1}}}{2}$	p_{m_i} (valori corectate)	$T_{m_i} = T_{z_1}\left(\frac{p_{m_i}}{p_{z_1}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}$	T_{m_i} (valori corectate)	$v_{m_i} = \frac{RT_{m_i}}{p_{m_i}}$	$w_{m_i\,(crit)} = \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}RT_{m_i}}$	$w_{m_i} = \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}R(T_{m_i} - T_{ev})}$	$v_{k_r} = v_{m_i}\left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}$	$v_0 = v_{z_i}\left(\frac{p_{z1}}{p_0}\right)^{\frac{1}{\varkappa}}$	$\Delta G_{z_i} = \mu f_{a_i}\frac{w_{m_i}}{v_0}\Delta\tau_i$	$f_{a_i}\Delta\tau_i = \frac{1}{n_1}\Delta G_{z_i}\frac{v_0}{w_{m_i}}$	τ_i
kgf/cm²	m³/kg	kgf/cm²	kgf/cm²	°K	°K	m³/kg	m/s	m/s	m³/kg	m³/kg	kg	m²·s	s

și cu aceasta apoi presiunea medie p_{m_2}, temperatura medie T_{m_2} și volumul specific v_{m_2}. Urmează determinarea vitezei de evacuare w_{m_2}, de asemenea cu ajutorul formulei vitezei critice, precum și întregul mers al calculelor ca și pentru primul element de gaz evacuat.

Din momentul în care raportul presiunilor depășește valoarea critică, adică:

$$\frac{p_{ev}}{p_m} > \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}},$$

viteza de evacuare va trebui calculată cu formula:

$$w_{m_i} = \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa-1}p_{m_i}v_{m_i}\left[1-\left(\frac{p_{ev}}{p_{m_i}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} =$$

$$= \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa-1}R(T_{m_i}-T_{ev})}. \qquad (144)$$

În momentul deschiderii orificiilor de baleiaj are loc, cum s-a mai amintit, o răbufnire a gazelor de ardere în colectorul de baleiaj prin orificiile de baleiaj. Raportul presiunilor $\frac{p_{mB_d}}{p_s}$, care acum este cunoscut, depășește valoarea critică, astfel că pentru determinarea elementelor de gaze scăpate în colectorul de baleiaj va trebui folosită formula vitezei (144).

Scăparea curenților de gaze în colectorul de baleiaj și în cel de evacuare are drept urmare ca în punctul 5 (v. fig. 41) presiunea gazelor din cilindrul motor să scadă la valoarea presiunii medii de baleiaj p_{sm}, astfel ca baleiajul să poată începe. Pînă în momentul acesta durează evacuarea liberă a gazelor. De aici încolo are loc evacuarea gazelor, datorită efectului de dizlocare a aerului de baleiaj.

La începerea baleiajului se găsesc în fruntea curentului de baleiaj gazele arse scăpate în colectorul de baleiaj și abia mai tîrziu curge aer curat de baleiaj prin cilindrul motor.

În timpul baleiajului, care durează peste punctul mort exterior 5 al pistoanelor libere pînă la închiderea orificiilor de baleiaj (punctul B_i), se produce o mică scădere a presiunii

aerului de baleiaj, care depinde de volumul colectorului de baleiaj și de presiunea aerului de baleiaj. În mod practic, se poate însă socoti cu o valoare constantă medie a presiunii de baleiaj p_{sm} în decursul întregii perioade de curgere a aerului de baleiaj, pînă la B_i, sau chiar pînă la închiderea orificiilor de evacuare în *1*.

7. Determinarea caracteristicilor termoenergetice ale generatoarelor de gaze de lucru cu pistoane libere

Cu ocazia studiului problemei curgerii aerului de baleiaj a fost pregătită într-o anumită măsură și stabilirea caracteristicilor termoenergetice. Astfel au fost determinate debitele volumetrice ale aerului refulat pe cursă $V_{c\text{-cursă}}$ [formulele (113) și (115)] sau pe secundă $V_{c\text{-sec}}$ [formula (111)].

Greutățile corespunzătoare acestor volume rezultă din relațiile:

$$G_{A\text{-cursă}} = \frac{p_c V_{C\text{-cursă}}}{R_A T_c}, \tag{145}$$

respectiv

$$G_{A\text{-sec}} = \frac{p_c V_{C\text{-sec}}}{R_A T_c}. \tag{146}$$

Spre deosebire de volume, ele își mențin evident valoarea constantă indiferent de poziția de pe traiectul de curgere. Greutățile corespunzătoare ale gazelor de lucru — în cazul în care nu se aplică o deviere a aerului pentru scopuri de reglaj (recirculația aerului de baleiaj la sarcini parțiale), adică atunci cînd întreaga cantitate de aer comprimat este introdusă în colectorul de evacuare — rezultă din formulele următoare:

$$G_{t\text{-cursă}} = (G_{A\text{-cursă}} + B) \tag{147}$$

și

$$G_{t\text{-sec}} = (G_{A\text{-sec}} + B_{sec}). \tag{148}$$

Presiunile gazelor scurse în colectorul de baleiaj pot fi calculate relativ ușor, deoarece presiunile gazelor de ardere din cilindrul motor în timpul perioadei de evacuare au fost determinate anterior, iar destinderea gazelor evacuate are loc

numai pînă la valorile critice p_{cr} ale presiunii. Aceste presiuni rezultă deci din formula

$$p_{cr} = p_z \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}, \tag{149}$$

care își menține valabilitatea pînă cînd presiunea gazelor evacuate a scăzut la valoarea presiunii din colectorul de evacuare p_{ev}. De aici încolo gazele se destind pînă la valoarea constantă a acestei presiuni p_{ev}. Temperaturile gazelor evacuate se determină în schimb foarte greu, deoarece energia transformată în căldură datorită laminării la curgerea prin orificiile de evacuare și trecută asupra gazelor evacuate nu poate fi determinată în mod simplu.

Următorul raționament poate duce în mod simplu la stabilirea entalpiei gazelor de lucru. Din energia termică $G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha L_0}$ produsă în cilindrul motor prin ardere se scade energia transmisă pistonului liber precum și cea corespunzătoare pierderilor termice din cilindrul motor care împreună se ridică la valoarea $G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha L_0} \eta_t$. Restul de energie termică, adică:

$$Q_g = G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha L_0} (1 - \eta_t), \tag{150}$$

rămîne în gazele din cilindrul motor înainte de a curge în colectorul de evacuare. Dacă se notează cu η_w acea parte a căldurii dezvoltată în cilindrul motor care se pierde în exteriorul acestui cilindru pînă la intrarea gazelor de lucru în turbină, atunci în cantitatea de gaze lucru $G_A + B$ rămîne o cantitate de energie termică provenită din arderea combustibilului egală cu:

$$Q_{g_t} = G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha L_0} (1 - \eta_t - \eta_w). \tag{151}$$

Atunci cînd nu are loc o recirculație a aerului, în care caz întreaga cantitate de aer debitată de compresor curge prin cilindrul motor ca aer de baleiaj, atunci la căldura anterioară se mai adaugă entalpia aerului de baleiaj:

$$I_{A_s} = G_A c_p \Big|_0^{t_s} t_s.$$

Entalpia gazelor de lucru rezultă astfel din relația:

$$\underbrace{(G_A + B)c_{p_m}\Big|_0^{t_l} t_l}_{\text{Entalpia gazelor de lucru}} = \underbrace{G_A c_{p_A}\Big|_0^{t_s} t_s}_{\text{entalpia aerului de baleiaj}} + \underbrace{G_{A_u}\frac{H_i}{\alpha L_0}(1-\eta_t-\eta_w)}_{\text{Energia ce rămine în gazele de lucru provenită din arderea combustibilului}}. \quad (152)$$

Această formulă dă rezultate ale entalpiei gazelor de lucru utile în practică.

Pentru a determina mai precis entalpia gazelor de lucru, respectîndu-se procesele reale de curgere din cilindrul motor, vor trebui lămurite unele particularități ale schimbării șarjei cu ajutorul fig. 15 (diagrama complexă a ciclului funcțional, completînd totodată textul de la p. 41).

Dacă în timpul evacuării gazele arse s-ar destinde adiabatic în cilindrul motor peste punctul *7*, volumul gazelor evacuate în colectorul de gaze ar corespunde distanței *2"-8*. În acest caz, lucrul mecanic transmis de gaze pistonului peste punctul *7* ar echivala cu aria suprafeței *7-8-2'*, fără să se consume energie de laminare prin curgerea gazelor, astfel încît temperatura gazelor evacuate ar corespunde celei a destinderii adiabate. În realitate, însă, schimbarea șarjei are loc, după cum s-a descris și la explicarea procesului curgerii aerului de baleiaj, în timpul cît o parte de gaze sînt evacuate în colectorul de gaze, iar restul gazelor din cilindru se destind în acesta. Datorită acestui proces simultan, ia naștere curba *7-5* a evacuării. Lucrul mecanic cedat de gaze pistonului corespunde numai ariei *7-8-2"*. Diferența pînă la valoarea anterioară a lucrului mecanic în condițiile destinderii adiabate — aria *7-8-5* — reprezintă energia de laminare transformată în căldură la curgerea prin orificiile de evacuare. Aceasta, transmițîndu-se gazelor evacuate, le ridică temperatura cu ΔT, rezultînd și o creștere de volum — *8-I* — la presiune constantă.

Astfel se pot scrie relațiile:

$$\Delta T = \frac{AL_{7-8\,5}}{G_m c_{pm}} = \frac{p_{ev}\Delta V}{G_m R}, \quad (153)$$

iar de aici se obține:

$$\Delta V = \frac{ARL_{7-8-5}}{c_{pm}p_{ev}} = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\cdot\frac{L_{7-8-5}}{p_{ev}}. \quad (154)$$

Indicele m se referă la amestecul de gaze și aer comprimat (gaze de lucru) din colectorul de evacuare.

Pentru determinarea entalpiei gazelor de lucru din colectorul de evacuare, se va aplica primul principiu al termodinamicii asupra procesului de schimbare a șarjei, stabilindu-se relația bilanțului termoenergetic de-a lungul acestui proces.

Rezultă expresia:

$$(G_{A\text{-}cursă} + B)i_1 = (G_{A_u} + B + G_r)\,u_7 + (G_{A\text{-}cursă} - G_{A_u})i_s +$$

$$+ Q_A + AL_{7\text{-}8\text{-}5} - G_r u'_2 - A\int \frac{w^2}{2g}\,dG - AL_{mot} - Q_p, \quad (155)$$

în care:

i_1 este entalpia specifică a gazelor de lucru din colectorul de evacuare;

G_{A_u} — greutatea aerului care lucrează în cilindrul motor în timpul unui ciclu;

G_r — greutatea gazelor reziduale care rămîn în cilindrul motor în urma procesului de baleiaj;

u_7 — energia internă specifică la începutul schimbării șarjei (începutul evacuării — punctul 7);

i_s — entalpia specifică a aerului de baleiaj la intrarea în cilindrul motor;

Q_A — căldura transmisă de pereții cilindrului, aerului de baleiaj, prin răcire interioară în timpul unui ciclu;

u'_2 — energia internă specifică a gazelor reziduale care rămîn în cilindrul motor în urma schimbării șarjei (punctul 2′);

$\frac{w^2}{2g}$ — energia cinetică specifică a gazelor de lucru care se mișcă cu viteza w în colectorul de evacuare;

L_{mot} — lucrul mecanic cedat de gaze pistonului în timpul schimbării șarjei;

Q_p — pierderile termice care apar în cilindrul motor în timpul schimbării șarjei și în colectorul de evacuare în timpul unui ciclu;

Δt — creșterea temperaturii aerului de baleiaj în timpul curgerii prin cilindrul motor.

Ecuația (155) mai poate fi scrisă:

$$\underbrace{(G_{A\text{-cursă}}+B)c_{p_m}\Big|_0^{t_{ev}}\cdot t_{ev}}_{\text{Entalpia gazelor de lucru din colectorul de evacuare}} = \underbrace{(G_{A_u}+B+G_r)\,c_{v_A}\Big|_0^{t_7}t_7}_{\text{Energia internă a sarjei cilindrului motor coresp. punctului 7}} +$$

$$+\underbrace{(G_{A\text{-cursă}}-G_{A_u})c_{p_A}\Big|_0^{t_s}\cdot t_s}_{\text{Entalpia aerului de baleiaj la intrare în cilindrul motor}} +$$

$$+\underbrace{(G_{A\text{-cursă}}-G_{A_u})\,c_{v_A}\Big|_{t_s}^{t_s+\Delta t}\cdot\Delta t}_{\text{Căldura primită de aerul de baleiaj}} + \underbrace{AL_{7\text{-}8\text{-}5}}_{\text{Valoarea termică a energiei de laminare}} - \underbrace{G_r\,c_{v_r}\Big|_0^{t'_2}\cdot t'_2}_{\text{Energia internă a gazelor reziduale}} -$$

$$-\underbrace{A\int\frac{w^2}{2g}dG}_{\text{Energia cinetică a gazelor de lucru}} - \underbrace{A\int_{2'}^{7}pdV}_{\text{Valoarea termică a lucrului mecanic, în timpul schimbării sarjei}} - \underbrace{Qv.}_{\text{Pierderi termice}} \qquad (156)$$

În ecuația de mai sus membrul din stînga reprezintă valoarea entalpiei I_I a gazelor de lucru din colectorul de evacuare, care poate fi considerată practic egală cu cea din fața turbinei. Suma greutăților $G_{A_u}+G_r$ corespunde greutății sarjei cilindrului motor impurificată prin gazele reziduale la închiderea orificiilor de evacuare, corespunzătoare volumului V_{tM} astfel că:

$$G_{A_u}+G_r=\frac{p_{sm}\,V_{t_M}}{R_e\,T_{sm}}, \qquad (157)$$

afară de aceasta greutatea de aer G_{A_u} poate fi determinată separat după formulele (127) și (132), greutatea gazelor reziduale rezultînd apoi din diferența:

$$G_r=(G_{A_u}+G_r)-G_{A_u}.$$

Creşterea temperaturii aerului de baleiaj Δt, tratată mai pe larg în capitolul răcirii, depinde în primul rînd de cantitatea aerului de baleiaj şi de temperatura sa, precum şi de sarcina maşinii, respectiv de nivelul termic al părţilor interioare ale cilindrului motor. Din această cauză valorile lor pot varia în limite largi. Pînă la calculul exact, care se poate efectua abia după soluţionarea problemelor răcirii, pot fi admise valori aproximative de 3—6% din echivalentul termic al energiei totale dezvoltată în cilindrul motor.

După construcţia buclei de schimbare a şarjei pot fi determinate destul de precis din diagrama p-V valorile energiei $L_{7\text{-}8\text{-}5}$ şi $\int_{2'}^{7} pdV = L_{7\text{-}5\,2'}$.

În majoritatea cazurilor, energia cinetică a gazelor de lucru din colectorul de evacuare poate fi neglijată, întrucît viteza w a gazelor din colector este relativ mică.

Pierderile de căldură Q_v care cuprind două părţi, corespunzător pierderilor din cilindrul motor şi celor din colectorul de evacuare, pot fi calculate cu relaţia:

$$Q_v \approx cw_m^{0,75} \int_{7}^{2'} p^{2/3} T^{1/3} (T_{pi} - T_s) F d\tau + k (T_{ev} - T_0) F_{ev} \tau_{cicl}, \quad (158)$$

Pierderile termice din cilindrul motor în timpul schimbării şarjei

Pierderile termice din colectorul de evacuare în timpul unui ciclu

în care:

c este o constantă (1—1,7);

T_{pi} — temperatura interioară a pereţilor cilindrului motor;

k — coeficientul de transmisie prin pereţii colectorului de evacuare;

F_{ev} — suprafaţa colectorului de evacuare;

τ_{cicl} — durata unui ciclu de lucru.

Mărimile primului membru din partea dreaptă a acestei ecuaţii, care corespunde pierderilor termice din cilindrul motor, au fost explicate la construcţia diagramei precise din cilindrul motor. Integrarea indicată în formula anterioară se referă la durata schimbării şarjei (bucla de schimbare a şarjei 7-5-2′).

Pentru a obţine într-o primă aproximaţie valori ale entalpiei gazelor de lucru relaţia (156) va putea fi scrisă în felul

următor, neglijînd atît pierderile termice cît și cele ale energiei cinetice:

$$G_{A\text{-cursă}}\, c_{p_m}\Big|_0^{t_{ev}} \cdot t_{ev} = (G_{A_u} + G_r) c_{v_A}\Big|_0^{t_7} \cdot t_7 +$$

$$+ (G_{A\text{-cursă}} - G_{A_u})\, c_{p_A}\Big|_0^{t_s} \cdot t_s - G_r c_{v_r}\Big|_0^{t'_2} \cdot t'_2 + AL_{7\text{-}8\text{-}5} - AL_{7\text{-}5\text{-}2'}. \quad (159)$$

În legătură cu notațiile diagramei complexe din fig. 15 vor putea fi stabilite următoarele formule de putere:

Puterea adiabatică a generatorului de gaze:

$$P_G = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (G_A + B)_{sec} R_A T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] \text{[kgm/s]},$$

respectiv

$$P_G = \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (G_A + B)_{sec} R_A T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] \text{[CP]}; \quad (160)$$

sau:

$$P_G = \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec} (i_I - i_{II}) \quad \text{[kgm/s]},$$

respectiv

$$P_G = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec} (i_I - I_{II}) \quad \text{[CP]}; \quad (161)$$

sau:

$$P_G = \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec}\, c_{p_A}\Big|_{II}^{I} (t_I - t_{II}) \quad \text{[kgm/s]},$$

respectiv

$$P_G = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec}\, c_{p_A}\Big|_{II}^{I} (t_I - t_{II}) \quad \text{[CP]}. \quad (162)$$

Deoarece amestecul gazelor de lucru se compune în mare parte din aer, au fost folosite pentru constanta gazului și pentru căldurile specifice valorile corespunzătoare aerului R_A și c_{pA}.

Adoptînd randamentul turbinei η_{tu}, rezultă mai departe puterea la arborele turbinei, adică puterea efectivă a instalației

termice cu pistoane libere conform relației:

$$P_e = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (G_A + B)_{sec} R_A T_1 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{e.}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] \quad [\text{CP}] \quad (163)$$

sau

$$P_e = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec} (i_{\text{I}} - i_{\text{II}}) \quad [\text{CP}] \quad (164)$$

și, de asemenea,

$$P_e = \eta_{tu} \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} (G_A + B)_{sec} c_{p_A} \Big|_{\text{II}}^{\text{I}} (t_{\text{I}} - t_{\text{II}}) \quad [\text{CP}]. \quad (165)$$

Aici nu se va insista asupra problemei turbinei cu gaze, întrucît ar depăși cadrul lucrării de față. Vor fi explicate numai unele dintre particularitățile turbinelor cu gaze ce se răsfrîng asupra randamentului η_{tu} al acestora. Randamentul turbinei depinde de factori constructivi și funcționali. Astfel, atît forma constructivă, numărul treptelor și dimensiunile turbinei, cît și parametrii gazelor de lucru își exercită influența lor asupra randamentului turbinei. Se știe că unor puteri mici ale turbinei le corespund debite mici de gaze și turații mai ridicate. Debitele mici de gaze sînt însă legate și de randamente mai mici ale turbinei.

Astfel, turbinele folosite de generatoarele mici de gaze prezintă, pe lîngă turația lor mare, și dezavantajul unui randament mic, atunci cînd debitele de gaze pe secundă produse la o presiune înaltă a gazului ar avea valori prea mici. Pentru a preîntîmpina o scădere prea accentuată a randamentului turbinei la generatoarele mici de gaze, va trebui să se lucreze cu presiuni și temperaturi mai joase în fața turbinei, în scopul măririi debitului de gaze, ceea ce în schimb coboară într-o anumită măsură randamentul generatorului de gaze. Cu cît unitatea generatoare de gaze cu pistoane libere va fi mai mare, cu atît pot fi folosite presiuni mai înalte ale gazelor de lucru cu un randament bun al turbinei, respectiv cu atît randamentul turbinei la presiuni anumite ale gazelor de lucru va fi mai bun.

Din această cauză nu pot fi indicate valori precise pentru randamentele η_{tu} ale turbinei, ele trebuind să fie calculate de la caz la caz. Ca valori directoare medii pot fi însă indicate randamente de turbină de circa 85% pentru puteri cuprinse între 1 000 și 3 000 CP. Aceste valori sînt însă depășite la exe-

cuțiile moderne și îndeosebi la puteri mai mari. La unitățile mai mici, în schimb, va trebui calculat cu valori mai mici. În concluzie, unei game de puteri cuprinse între 100 și 5 000 CP îi corespunde în medie o gamă de randament η_{tu} cuprinse între 70 și 90%.

8. Diagrama ciclului complex al mașinilor termice cu pistoane libere

O scurtă analiză a diagramei ciclului complex al mașinilor termice cu pistoane libere a fost făcută încă la începutul lucrării.

Aici va fi scos încă o dată în evidență faptul că avantajul principal al diagramei ciclului complex constă în privirea de ansamblu obținută asupra fenomenelor din cele trei elemente principale ale instalației de forță — cilindrul motor, cilindru compresor și turbină cu gaze. Ciclurile din cilindrul motor și cilindrul compresor, explicate în aliniatele precedente, vor putea fi suprapuse conform fig. 15.

La construcție va trebui să se țină seamă, înainte de toate, de diferența dintre volumul din cilindrul compresor și volumul din cilindrul motor. În fig. 15 s-au notat cu V_c și V_h volumul spațiului de compresiune și cel al cursei din cilindrul motor. Distanțele orizontale *1-II'* și *2-3* corespund volumului cursei și celui de refulare a aerului din cilindrul compresor. Distanța de la *3* pînă la axa verticală a presiunilor (*0-P*) reprezintă spațiul vătămător al cilindrului de compresiune.

Volumele de mai sus trebuie respectate la construcția politropei de compresiune *1-2*, respectiv de destindere *3-4*.

Dacă se efectuează construcția la o scară suficient de mare pentru a obține rezultate exacte în domeniul presiunilor joase, cu toate diferențele mari de presiune dintre ciclul motor (peste 100 ata) și cel compresor (3-8 ata), atunci diagrama ciclului complex nu are numai o valoare scolastică de orientare, ci face posibilă studierea influenței căderilor de presiune de-a lungul căii de baleiaj asupra puterii, respectiv randamentului mașinii. Pentru aceasta pare uneori utilă desenarea numai a părții de joasă presiune la o scară mărită. Ca parte de joasă presiune a diagramei complexe poate fi privită partea diagramei de la începutul evacuării din cilindrul motor (punctul *7*) în jos.

9. Randamentele mașinilor termice cu pistoane libere

La mașinile termice cu pistoane libere pot fi deosebite următoarele randamente:

a) Randamentul global η_e al mașinii termice cu pistoane libere, ca măsură a consumului specific de combustibil al întregii mașini (instalații de forță) care rezultă din raportul dintre energia obținută la arborele mașinii de forță propriu-zise (de obicei turbină cu gaze) și energia conținută în combustibilul consumat.

b) Randamentul global η_{eG} al generatorului de gaze cu pistoane libere (randamentul teoretic al instalației de forță), care corespunde raportului dintre energia produsă la destinderea adiabată a gazelor de lucru pînă la presiunea atmosferică și energia conținută în combustibilul consumat de mașină.

c) Randamentul global η_{eM} al cilindrului motor. Acesta corespunde raportului dintre energia utilă transmisă pistonului liber și energia conținută în combustibilul consumat. În § 2 al cap. II s-a arătat cum este influențat acest randament prin randamentele sale componente η_t (randamentul termic-teoretic al ciclului motor), η_g (gradul de perfecțiune al ciclului motor) și η_m (randamentul mecanic al generatorului de gaze cu pistoane libere).

d) Randamentul mașinii de forță propriu-zise (obișnuit turbină cu gaze) η_{tu}. Acest randament rezultă din raportul dintre energia produsă util la arborele mașinii de forță propriu-zise și energia corespunzătoare unei destinderi adiabate a gazelor de lucru pînă la presiunea atmosferică.

e) Gradul teoretic de transformare al generatorului de gaze η_{Ttr}, care corespunde raportului dintre energia de destindere adiabată pînă la presiunea atmosferică a gazelor de lucru și energia teoretică a cilindrului motor (energia corespunzătoare diagramei teoretice din cilindrul motor).

f) Gradul real de transformare al generatorului de gaze η_{tr}, ca măsură a transformării energiei din cilindrul motor în energia gazelor de lucru, care se determină din raportul dintre energia de destindere adiabată a gazelor de lucru pînă la presiunea atmosferică și energia indicată a ciclului motor.

g) Gradul de transformare al compresorului η_{trC}, ca raport dintre energia teoretică (adiabată) a gazelor de lucru și energia potențială transmisă aerului comprimat.

h) Randamentul mecanic η_m al generatorului de gaze cu pistoane libere, ca măsură a transformării energiei din cilindrul motor în energia aerului comprimat. Acesta corespunde raportului dintre energia de exploatare a elementului compresor și cea indicată a cilindrului motor. S-a revenit aici încă o dată asupra randamentului mecanic pentru a-l însera corespunzător în seria randamentelor.

Toate energiile pot fi raportate la unitatea de timp (secunda) și înlocuite astfel prin puterile corespunzătoare.

Pe baza definițiilor anterioare pot fi stabilite următoarele relații:

$$\eta = \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{A\eta_{tu}L_G}{BH_i}$$

sau

$$\eta_e = \frac{A\eta_{tu}\dfrac{\varkappa}{\varkappa-1}(G_A+B)R_LT_{\mathrm{I}}\left[1-\left(\dfrac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}{BH_i}, \qquad (166)$$

respectiv

$$\eta_e = \frac{\eta_{tu}(G_A+B)(i_{\mathrm{I}}-i_{\mathrm{II}})}{BH_i} = \frac{\eta_{tu}(G_A+B)\,c_{pA}\Big|_{\mathrm{II}}^{\mathrm{I}}(t_{\mathrm{I}}-t_{\mathrm{II}})}{BH_i}. \qquad (167)$$

Randamentul global al mașinii termice cu pistoane libere poate fi exprimat și prin randamentele sale componente, de unde rezultă importanța mărimilor parțiale.

Astfel este valabilă relația:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{L_e}{L_G}\cdot\frac{L_G}{L_{Ci}}\cdot\frac{L_{Ci}}{L_{Mi}}\cdot\frac{AL_{Mi}}{BH_i},$$

din care rezultă:

$$\eta_e = \eta_{tu}\,\eta_{trc}\,\eta_m\,\eta_i. \qquad (168)$$

Afară de aceasta mai este valabilă relația:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{L_e}{L_G}\cdot\frac{L_G}{L_{Mi}}\cdot\frac{AL_{Mi}}{BH_i},$$

și de aici:

$$\eta_e = \eta_{tu}\,\eta_{tr}\,\eta_i, \tag{169}$$

sau:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{L_e}{L_G}\cdot\frac{L_G}{L_{M_t}}\cdot\frac{AL_{M_t}}{BH_i};$$

$$\eta_e = \eta_{tu}\,\eta T_{tr}\,\eta_t \tag{170}$$

și

$$\eta_e = \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{L_e}{L_G}\cdot\frac{AL_G}{BH_i},$$

respectiv

$$\eta_e = \eta_{tu}\,\eta_{e_G}. \tag{171}$$

Produsul BH_i din relațiile de mai sus poate fi înlocuit cu $AL_{M_i}:\eta_i$.

Folosirea diagramei ciclului complex permite o privire de ansamblu clară asupra tuturor acestor relații.

Din ecuația (168) rezultă influențarea randamentului global al mașinii termice cu pistoane libere prin randamentul turbinei, gradul de transformare a compresorului, randamentul mecanic al generatorului de gaze cu pistoane libere și prin randamentul indicat al cilindrului motor.

Prin introducerea randamentului η_c al compresorului, lucrul mecanic indicat de compresiune și refulare din cilindrul compresor poate fi exprimat și astfel:

$$L_{C_i} = \frac{1}{\eta_c}\,\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\,G_A R_A T_0\left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]. \tag{172}$$

După cum se știe este valabilă relația:

$$\eta_c = \eta_{ad}\,\eta_L.$$

Randamentul adiabatic de compresiune η_{ad} servește obișnuit ca măsură a pierderilor prin frecări și șocuri. Întrucît L_{C_i} cu toată compresiunea politropă, este mai mare decît L_{ad} din cauza pierderilor amintite, rezultă $\eta_{ad}<1$. În cazurile de față ale mașinilor cu pistoane libere, unde apar presiuni mai ridicate ale aerului, se poate admite $\eta_{ad}\approx 0{,}9$.

Randamentul pernei de aer η_L, care este măsura pierderilor ireversibile din perna de aer, are în medie valoarea $\eta_L\approx 0{,}95$. Randamentul pernei de aer η_L își exercită influența

asupra lucrului mecanic indicat de compresiune numai în cazul tipurilor „spre interior". Mai corect, randamentul η_L ar trebui adăugat la randamentul mecanic, folosindu-se în locul randamentului η_c numai cel adiabatic η_{ad}. Prin aceasta însă nu se schimbă rezultatele finale.

Gradul de transformare al compresorului rezultă astfel din:

$$\eta_{itr_C} = \frac{L_G}{L_{Ci}} \approx \eta_c \cdot \frac{(G_A + B)}{G_A} \cdot \frac{T_I}{T_1} \cdot \frac{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}{\left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]}. \qquad (173)$$

Dacă se notează raportul temperaturilor T_I/T_1 (gradul de încălzire al gazelor de lucru) cu θ și raportul de influență al pierderilor hidraulice cu

$$\frac{1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}{\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1} = \eta_v,$$

și se ține seamă, că:

$$\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} RT = \frac{1}{A} c_p T,$$

atunci ecuația (168) ia forma:

$$\eta_e = \frac{G_A + B}{G_A} \eta_{tu} \eta_c \frac{c_{p_I}}{c_{p_1}} \theta \eta_v \eta_m \eta_i,$$

care, prin neglijarea cantității de combustibil B în raport cu G_A și prin aproximarea raportului căldurilor specifice c_{p_S}/c_{p_0} egal cu unitatea, mai poate fi scrisă simplificat

$$\eta_e = \eta_{tu} \eta_c \theta \eta_v \eta_m \eta_i. \qquad (174)$$

Din această relație rezultă din nou univoc influențarea randamentului global prin alte mărimi, ca randamentul compresorului η_c, randamentul adiabatic de compresiune η_{ad}, gradul de încălzire θ, precum și raportul de influență al pierde-

rilor hidraulice η_v. Raportul η_v este condiționat de pierderea de presiune de-a lungul traiectului de baleiaj $\Delta p_{c-ev} = p_c - p_{ev}$. Influența mărimilor η_{ad} și ϑ trebuie privită simultan în ansamblu, întrucît o scădere a exponentului politropei de compresiune, deși micșorează lucrul mecanic de exploatare, respectiv mărește randamentul adiabatic η_{ad}, micșorează însă în același timp temperatura de compresiune a aerului, deci și pe cea a gazelor de lucru T_1 și gradul de încălzire ϑ. De multe ori, influențarea randamentului global prin η_{ad} este mai mare decît prin ϑ, încît o micșorare a lucrului mecanic de exploatare în cilindrul compresor, cu menținerea presiunii constante — ca de exemplu prin injectarea de apă în cilindrul compresor descrisă în capitolul răcirii — ar avea o influență avantajoasă asupra randamentului și, de asemenea, asupra funcționării.

O ridicare a temperaturii gazelor de lucru, plecînd de la ridicarea temperaturii aerului comprimat în cilindrul de compresiune prin mărirea compresiunii, duce teoretic, și în anumită măsură și practic, la o ameliorare a randamentului. Cît de mult ar putea crește temperatura prin mărirea compresiunii în cilindrul compresor, depinde în primul rînd de posibilitatea de creștere a presiunii, care în cea mai mare măsură este de natură funcțională, deoarece, după cum s-a amintit în § 2 al cap. II, o creștere a presiunii aerului de alimentare peste anumite limite ar micșora reușita baleiajului cilindrului motor, respectiv ar micșora dezvoltarea energiei în acesta, înrăutățind randamentul termic și, corespunzător, randamentul indicat η_i al ciclului din cilindrul motor.

Mai există posibilitatea de a ridica temperatura gazelor de lucru prin mărirea cotei gazelor de evacuare din cilindrul motor, respectiv prin micșorarea cotei de aer din amestecul gazelor de lucru. Dar și aici apar limite de natură funcțională prin micșorarea reușitei baleiajului cilindrului motor, mai ales că o micșorare a cotei de aer atrage după sine reducerea dimensiunilor compresorului, ceea ce, pe baza ecuațiilor energiilor, duce mai departe la o mărire a compresiunii și la o micșorare a volumului aerului de baleiaj.

Limitele posibilității de mărire a temperaturii gazelor de lucru de mai sus nu pot fi exprimate precis prin relații matematice, deoarece, după cum s-a arătat înainte, va trebui să fie examinată o influențare multiplă.

Afară de influențarea randamentului global prin creșterea temperaturii datorită măririi presiunii aerului din cilindrul compresor descrisă mai sus, o presiune mai mare a aerului, atrage de obicei după sine o creștere a randamentului adiabatic η_{ad} și o scădere a gradului de umplere λ_v al cilindrului compresor.

La menținerea constantă a căderii presiunii Δp_{c-ev} raportul de influență η_v crește puțin în același timp cu mărirea presiunii aerului. Dacă în schimb căderea de presiune Δp_{c-ev} crește și ea, atunci poate fi observată o ușoară scădere a valorii η_v, chiar dacă raportul p_{ev}/p_c este menținut constant.

În sfîrșit, nu trebuie neglijată nici influențarea randamentului turbinei η_{tu} prin creșterea presiunii gazelor de lucru. Aceasta are loc în sensul celor arătate la p. 148, după care presiunile mai ridicate ale gazelor de lucru pot provoca o micșorare a randamentului turbinei, în special la unități mai mici.

Formulele randamentului (168), (169) și (174) indică de asemenea în ce măsură randamentul global al mașinii cu pistoane libere poate fi influențat de variația randamentului indicat al cilindrului motor, respectiv de condițiile de funcționare din cilindrul motor.

Din partea de joasă presiune a diagramei ciclului complex rezultă clar atît influența temperaturii gazelor de lucru (prin care se fixează punctul I), cît și cea a căderii de presiune p_c—p_{ev}. Raporturile ariilor redau aici randamentele corespunzătoare și permit, într-o anumită măsură, examinarea ușoară a influenței diferiților factori.

Astfel rezultă:

randamentul global:
$$\eta_e = \frac{A\eta_{tu} \cdot \text{aria } (I—II—II'—I')}{BH_i};$$

randamentul generatorului de gaze
$$\eta_{eG} = \frac{A \cdot \text{aria } (I—II—II'—I')}{BH_i};$$

randamentul cilindrului motor
$$\eta_{eM} = \frac{A \cdot \text{aria } (2—6—7—5—2')}{BH_i};$$

randamentul turbinei
$$\eta_{tu} = \frac{L_e'}{\text{aria } (I—II—II'—I')};$$

gradul teoretic de transformare al generatorului de gaze
$$\eta_{T_{tr}} = \frac{\text{aria } (I—II—II'—I')}{\eta_g \text{ aria } (2—6—7—5—2')};$$

gradul real de transformare al generatorului de gaze $\eta_{tr} = \frac{\text{aria } (I—II—II'—I')}{\text{aria } (2—6—7—5—2')}$;

gradul de transformare al compresorului $\eta_{trC} = \frac{\text{aria } (I—II—II'—I')}{\text{aria } (1—2—3—4)}$;

randamentul mecanic al generatorului de gaze $\eta_m = \frac{\text{aria } (1—2—3—4)}{\text{aria } (2—6—7—5—2')}$.

Dacă energia gazelor de lucru înmulțită cu randamentul turbinei depășește produsul dintre energia indicată a cilindrului motor și randamentul mecanic al unui motor cu autoaprindere (Diesel) corespunzător cu înaltă supraalimentare, adică:

$$L_G \eta_{tu} > L_{M_i} \eta_{m\text{-}Diesel},$$

aceasta înseamnă că mașina termică cu pistoane libere lucrează cu un randament mai mare decît cel al motorului cu autoaprindere (Diesel) corespunzător.

În schimb, dacă

$$L_G \eta_{tu} < L_{M_i} \eta_{m\text{-}Diesel},$$

atunci condițiile de lucru ale instalației de forță cu pistoane libere duc la o utilizare mai mică a energiei decît la motorul cu autoaprindere. Explicațiile de mai sus sînt valabile numai în cazul unor motoare cu autoaprindere cu acționarea mecanică a compresorului de supraalimentare și, chiar și în acest caz, numai cu aproximație, căci apar diferențe între lucrul mecanic cheltuit pentru supraalimentare și cel recîștigat. Dacă însă, cum se obișnuiește astăzi aproape fără excepție, acționarea compresorului se face prin turbină cu gaze de evacuare, relațiile de sus nu mai sînt valabile. În acest caz, energia de supraalimentare recîștigată va trebui să fie adăugată la energia indicată din cilindru. Dacă se notează presiunea de baleiaj cu p_s, iar cea stagnată în fața turbinei cu gaze de evacuare cu p_t, energia motorului cu autoaprindere (Diesel) devine:

$$L_{Diesel} \approx [L_{Mi} + V_h (p_s — p_t)] \eta_{m\text{-}Diesel}. \qquad (175)$$

Cu această energie trebuie acum comparată energia mașinii termice cu pistoane libere.

Tabela 3. Mărimi caracteristice ale mașinilor termice cu pistoane libere

Fabricația și tipul generatorului de gaze cu pistoane libere	Puterea generatorului cu pistoane libere CP	Puterea la arborele turbinei, CP	Presiunea gazelor de lucru, kgf cm²	Temperatura gazelor de lucru, °C	Debitul gazelor de lucru, kg/s	Diametrul cilindrului motor, mm	Diametrul cilindrului compresor, mm	Cursa efectivă, mm	Frecvența pistoanelor libere, oscil/min	Viteza medie a pistoanelor libere, m/s	Greutatea specifică a instalației, kg/CP	Randamentul generatorului de gaze, %	Randamentul global (inclusiv toate pierderile), %	Consum specific de combustibil (raportat la generatorul de gaze), g/CPh	Consum specific de combustibil (raportat la arborele turbinei), g/CPh	Randamentul turbinei, %
Generator de construcție sovietică „spre exterior"	—	475	5	500	—	250	550	280	—	—	—	—	—	—	172	—
CS-75 „spre interior"	420	350	3,1	465	2,81	190,5	527	241	1 000	8	4,5	42	—	150	—	—
B. L. H. „spre exterior"	885	—	6,3	700	1,6	210	585	280	1 035	9,65	—	42	32,3	150	—	—
GS-34 (execuție veche) „spre interior"	1 357	—	3,5	507	3,66	340	900	443	613	9	12,5	41,2	35	150	—	85
GS-34 (execuție nouă) „spre interior"	1 250	1 000	3	430	4,87	340	900	455	600	9	15	42	35	150	185	85
C. B. „spre exterior"	1 750	—	5,2	540	4	355	940	470	555	8,3	8,2	45	37	140	—	—
GMR 4-4 „spre interior"	—	250	3	480	—	101,6	279,4	127	2 400	10	—	—	—	202	—	—
Ford „spre interior"	—	160	3,6(4,2)	320 480	—	95,5	280	107—173	2 400	—	—	—	—	202	—	65
Generator de construcție sovietică tipul „spre interior" I	—	750	6	—	—	220	695	330	1 000	—	—	—	—	—	—	—
Generator de construcție sovietică tipul „spre interior"—II Charkov	—	—	4,2	450	3,9	340	900	450	—	—	—	—	—	—	—	—

Scanned with OKEN Scanner

Din tabela 3, care redă caracteristicile unor mașini termice cu pistoane libere executate, rezultă că, deși există diferențe apreciabile între presiunile și temperaturile gazelor de lucru la diferitele unități, randamentele acestora nu prezintă deosebiri importante. Aceasta arată că, după cum s-a explicat, influența diferiților factori cuprinși în randamentul global prin presiunile și temperaturile gazelor de lucru se manifestă în mod opus, anulîndu-se într-o anumită măsură. Astfel, la variații ale puterii, precum și ale presiunii și temperaturii gazelor de lucru, de la 425 CP, 4,2 kgf/cm^2 și 465°C pînă la 1 780 CP, 6,2 kgf/cm^2 și 600°C, au loc variații ale randamentelor globale ale generatoarelor de gaze de la 0,42 pînă la 0,45. Aceste valori ridicate ale randamentelor depășesc puțin pe cele ale motoarelor cu autoaprindere moderne cu înaltă supraalimentare și răcire anticipată a șarjei cilindrului. Pînă la arborele turbinei mai apar însă pierderile în turbină, prin care randamentele globale ale mașinii, respectiv ale instalației de forță scad pînă la 0,33—0,37, prezentînd în felul acesta valori cu puțin inferioare celor ale motoarelor cu autoaprindere mai sus-amintite.

Deoarece stadiul actual de dezvoltare al mașinilor termice cu pistoane libere se găsește încă în faza sa inițială, se mai poate conta pe importante îmbunătățiri ale randamentelor acestor mașini.

La încheierea acestui paragraf se va prezenta o explicație a bilanțului termoenergetic și a randamentelor cu ajutorul unui exemplu de diagramă Sankey (fig. 44).

În această reprezentare, foarte intuitivă, se poate vedea cum se divide energia dezvoltată prin ardere în cilindrul motor în două părți aproape egale, dintre care una, corespunzătoare randamentului termic al ciclului din cilindrul motor, reprezintă energia teoretică din cilindrul motor AL_{Mt} (44%). Astfel, raportul AL_{Mt}/BH_i (0,44) corespunde randamentului termic η_t al cilindrului motor. După scăderea pierderilor mecanice ale mașinii cu pistoane libere corespunzătoare unui randament mecanic $\eta_m \approx 0{,}9$, rezultă energia indicată a cilindrului motor AL_{Mi} (39,6%). Pierderile termice din cilindrul motor (6%) sînt compensate în bună parte prin bucla de schimbare a șarjei, corespunzător unui grad de perfecțiune global a ciclului Diesel în 2 timpi $\eta_g \approx 1{,}0$. Energia efectivă a cilindrului

motor $AL_{Me} = BH_i\eta_t\eta_g\eta_m$ își menține astfel valoarea ($AL_{Me} = 39{,}6\%$); aceasta este energia transmisă aerului din cilindrul compresor prin intermediul pistonului liber, fiind transformată în energie potențială a aerului comprimat, caracterizată prin presiunea și temperatura unei anumite cantități de aer.

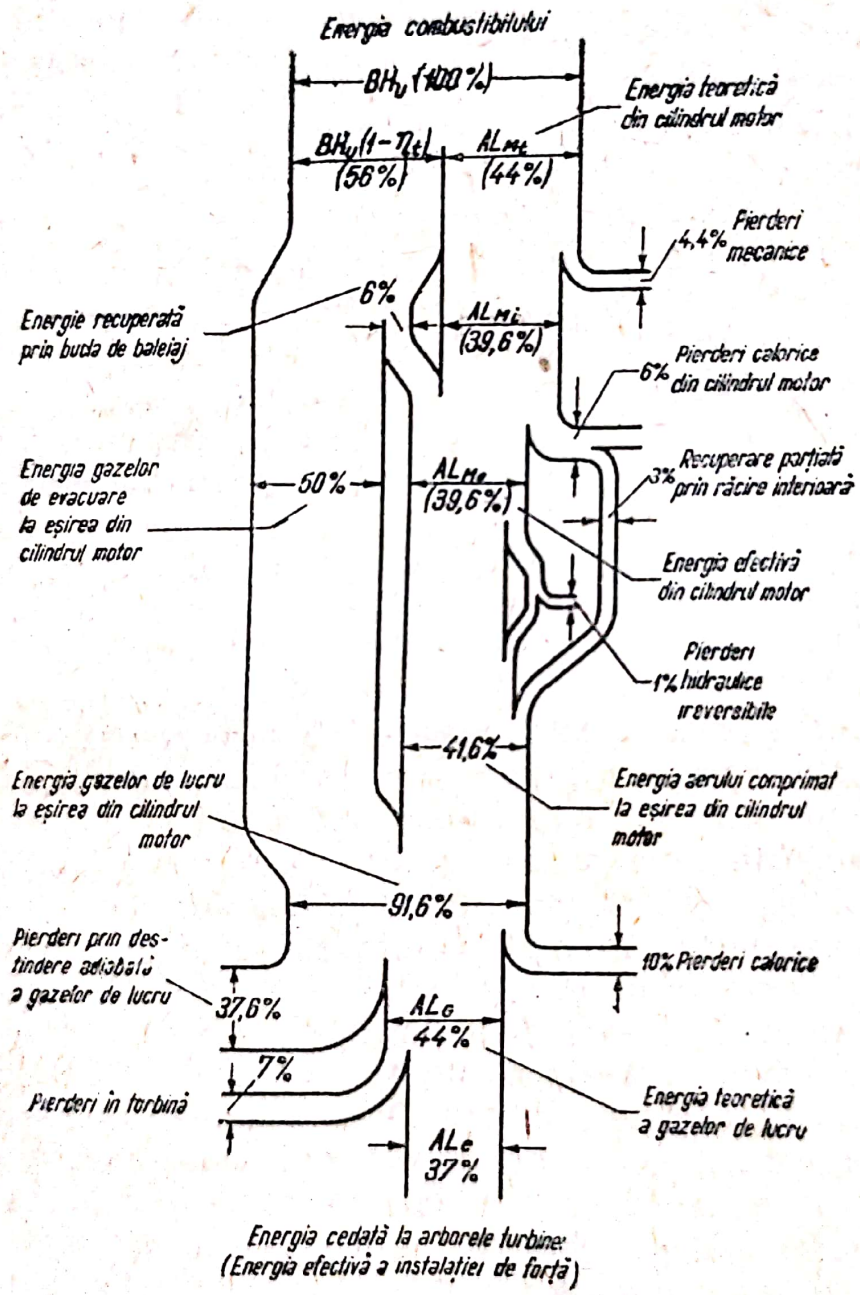


Fig. 44. Reprezentarea bilanțului energetic al unei instalații de forță cu pistoane libere cu ajutorul diagramei Sankey.

Ținînd seamă de pierderile ireversibile de curgere și de recuperările termice în timpul curgerii aerului, energia aerului comprimat la ieșirea din cilindrul motor se cifrează la 41,6% din energia combustibilului. Prin amestecul aerului comprimat cu gazele de evacuare din cilindrul motor ia naștere amestecul gazelor de lucru.

Căderea termică adiabată a gazelor de lucru la destinderea lor pînă la presiunea atmosferică corespunde la circa 44% din energia combustibilului. Aceasta reprezintă energia teoretică a gazelor de lucru, respectiv energia teoretică corespunzătoare generatorului de gaze *ALG*. La un randament al turbinei $\eta_{tu} \approx 0{,}84$, se produce la arborele turbinei o energie reprezentînd 37% din cea a combustibilului consumat. Astfel rezultă un randament global al instalației de forță cu pistoane libere de $\eta_e = 0{,}37$.

10. Diagramele termice ale ciclului mașinilor termice cu pistoane libere

Toate problemele care se referă la teoria și calculul mașinilor termice cu pistoane libere pot fi rezolvate în mod satisfăcător cu ajutorul diagramei *p-V* a ciclului acestor mașini termice de forță. Aceasta este valabil mai ales pentru generatorul de gaze cu pistoane libere, care prezintă un mod de funcționare specific mașinilor cu piston, atît de partea motoare, cît și de cea compresoare, la care procesele de reînnoire a șarjei și pierderile hidraulice de presiune pot fi reprezentate deosebit de avantajos prin intermediul coordonatelor *p-V*. Pentru cercetări termo-teoretice însă, diagramele termice ale ciclurilor mașinilor termice cu pistoane libere pot aduce uneori un aport valoros, mai ales prin aceea că prezintă un aspect just al mișcării termice în toate părțile instalației.

Deoarece pe lîngă aceasta diagramele termice sînt utilizate mult de specialiștii în turbine, se va explica ciclul complex al mașinilor termice cu pistoane libere cu ajutorul acestor diagrame.

Partea dreaptă a fig. 45 redă ciclul întreg al mașinii termice cu pistoane libere în sistemul de coordonate *T-S*. Au fost menținute notațiile ciclului complex din sistemul de coordonate *p-V* al fig. 15. Astfel, punctul *4* corespunde stării ae-

rului din exterior înaintea intrării în cilindrul compresor. În timpul admisiunii aerului în cilindrul motor are loc o ușoară creștere atît a temperaturii, cît și a entropiei, din cauza pierderilor datorite laminării în timpul admisiunii și a transferului de căldură de la pereții cilindrului compresor. Compresiunea politropă a aerului, în cilindrul compresor, este redată

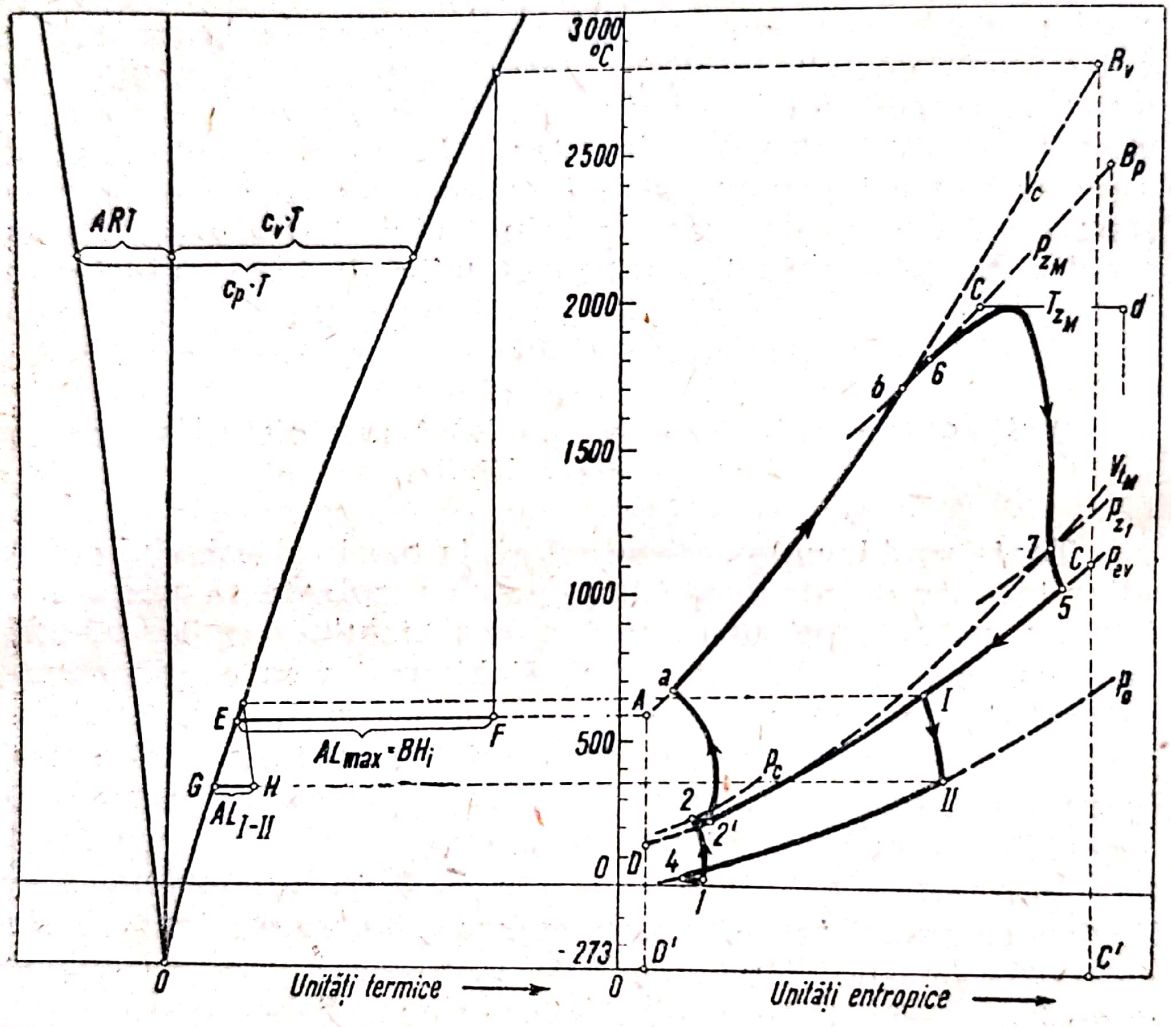


Fig. 45. Diagramele termice ale ciclului complex ale instalațiilor termice cu pistoane libere.

prin curba *1-2*. Întîi se produce o creștere ușoară a entropiei datorită încălzirii șarjei de aer din partea pereților, ca de obicei la compresoare, pentru a trece apoi într-o scădere a entropiei la temperaturi mai înalte, datorită cedării căldurii către pereți.

În punctul *2* începe refularea aerului de baleiaj, caracterizată printr-o creștere a entropiei din cauza pierderilor de

laminare hidraulică și printr-o scădere a temperaturii din cauza pierderilor termice. Punctul *2'* marchează sfîrșitul alimentării cilindrului motor și, totodată, începutul compresiunii aerului din acest cilindru. Trebuie remarcat că pînă aici evoluțiile au fost efectuate cu 1 kmol de aer. În cilindrul motor nu rămîne decît cantitatea de aer corespunzătoare randamentului cantitativ de baleiaj η_s, adică $\eta_s$kmol. Restul cantității de aer de $(1-\eta_s)$ kmol curge prin cilindrul motor și duce, prin amestecarea sa cu gazele de evacuare în colectorul de gaze, la prepararea gazelor de lucru. Ciclul continuă în cilindrul motor prin compresiunea aerului dincolo de punctul *a*. Căderea entropiei spre sfîrșitul compresiunii politrope din cilindrul motor este provocată de pierderile termice corespunzătoare temperaturilor înalte de la sfîrșitul compresiunii. În punctul *a*, care corespunde aproape poziției punctului mort interior, începe ardarea combustibilului, parcursă întîi izocor, pentru a trece apoi în dreptul punctului *6* pe timp scurt în izobara maximă. Punctul *6* corespunde presiunii maxime p_{zM}. Creșterea lucrului mecanic de destindere și pierderile termice prin răcire încetinesc ritmul creșterii energiei interne, respectiv a temperaturii șarjei, cu toate că arderea continuă (creșterea entropiei prin ardere posterioară). În vîrful diagramei, unde energia dezvoltată prin ardere mai poate încă acoperi lucrul de destindere și pierderile termice prin răcire, se înregistrează temperatura maximă. Urmează curba destinderii cu alură descrescîndă și cu ardere posterioară, pînă cînd în punctul *7* se deschid orificiile de evacuare și are loc procesul de evacuare (punctul *5*).

După cum s-a amintit, prin amestecul aerului de baleiaj cu gazele de evacuare iau naștere gazele de lucru a căror stare este însemnată în diagrama *T-S* prin punctul *I*. Curba *I-II* reprezintă, în acest caz, destinderea gazelor de lucru în turbină pînă la presiunea atmosferică.

În urma celor expuse rezultă că, în diagrama termică, particularitățile spațiale, respectiv temporale, ale proceselor din mașină, nu ies atît de clar în evidență ca în diagrama mecanică. În schimb, toate fenomenele de schimburi termice pot fi prezentate mult mai intuitiv, din care cauză o completare a diagramei mecanice cu cea termică poate fi utilă.

Procesul propriu-zis al arderii nu poate fi reprezentat în diagrama teoretică *T-S*. În schimb poate fi însemnat sfîrșitul

Scanned with OKEN Scanner

arderii. Pentru calculele randamentelor interesează însă mai mult puterea calorică a combustibilului ars, care apare la numitorul fracției randamentului:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{AL_{max}} \approx \frac{AL_e}{BH_i}.$$

Puterea calorică va putea să fie reprezentată prin starea finală a arderii, trecută în diagrama T-S, și urmată de răcirea izocoră a produselor arderii pînă la temperatura inițială a arderii. Această izocoră A-B_v va putea să reprezinte în același timp aportul de căldură al ciclului izocor ideal (fără pierderi) A-B_v-C-D. Raportul dintre aria suprafeței a-6-7-5-2′ a diagramei ciclului real și aria suprafeței A-B_v-C-D a procesului ideal reprezintă gradul de perfecțiune η_g al diagramei reale din cilindrul motor. Din diferența acestor arii rezultă pierderile corespunzătoare acestui grad de perfecțiune, pierderi care constau în primul rînd în pierderi termice datorite răcirii. Pentru a obține randamentul efectiv (global) al ciclului motor, trebuie format raportul AL_{M_i}/BH_i. Puterea calorică BH_i a combustibilului consumat corespunde, în diagrama T-S, în cazul aportului de căldură izocor, ariei suprafeței A-B_v-C'-D', iar în diagrama termică Stodola — lungimii EF. Poate fi admis și un aport de căldură ideal (fără pierderi) mixt, adică parte la volum constant și parte la presiune constantă, în care caz aria suprafeței de sub conturul A-b-B_p va trebui să aibă practic aceeași valoare. A se admite și un aport de căldură ideal (fără pierderi) mixt, avînd loc și parte la temperatură constantă — aproximativ după c-d — cum se folosește uneori, numai pentru a crea un cadru teoretic mai corespunzător ciclului real, nu pare de recomandat, deoarece, după cum s-a explicat, vîrful parțial izoterm al ciclului din cilindrul motor ia naștere datorită echilibrului dintre cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea posterioară și lucrul mecanic de destindere, contribuind simultan și pierderile de căldură prin răcire, astfel încît presupusa izotermă ideală (fără pierderi) nu poate prezenta o curbă utilă de comparație.

Pentru lucrul de destindere în turbină s-a menținut scara ciclului din cilindrul motor. Se recomandă astfel a se împărți valoarea dedusă din diagramă la raportul molar al cantităților de gaze care acționează în cilindrul motor și în turbină, raport care este egal cu randamentul cantitativ de baleiaj η_b.

Cu respectarea diagramei termice Stodola, randamentul teoretic al mașinii termice cu pistoane libere (randamentul generatorului de gaze cu pistoane libere) va corespunde expresiei:

$$\eta_{eG} = \frac{1}{\eta_s} \frac{AL_t}{BH_i} = \frac{1}{\eta_s} \frac{\overline{GH}}{\overline{EF}},$$

iar randamentul global al mașinii rezultă din:

$$\eta_e = \frac{1}{\eta_s} \frac{AL_e}{BH_i} = \frac{\eta_{t_u}}{\eta_s} \frac{AL_t}{BH_i} = \frac{\eta_{t_u}}{\eta_s} \frac{\overline{GH}}{\overline{EF}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

IV. REGLAJUL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Comportarea funcțională a mașinilor termice cu pistoane libere

La soluționarea problemei reglajului mașinilor termice cu pistoane libere este necesară cunoașterea caracteristicilor exterioare atît ale generatorului de gaze cu pistoane libere, cît și ale întregii instalații de forță. Deoarece caracteristicile generatorului de gaze sînt influențate de starea funcțională a generatorului (cursa, respectiv pozițiile punctelor moarte ale pistonului liber etc.), rezultă că problema reglajului mașinilor termice cu pistoane libere este în strînsă legătură cu comportarea funcțională a acestor mașini.

Între caracteristicile interioare și cele exterioare ale mașinilor termice cu pistoane libere există, într-o anumită măsură, o dependență, datorită specificului funcțional al acestor mașini. Ținînd seamă de această dependență, se va trece înainte de toate la explicația comportării funcționale a mașinilor termice cu pistoane libere.

La începutul lucrării s-a arătat că mișcarea pistonului liber nu este decît efectul forțelor care acționează asupra acestuia. Pentru ca funcționarea unei mașini termice (generator) cu pistoane libere să fie posibilă, trebuie îndeplinite anumite condiții specifice mașinilor cu pistoane libere, care se răsfrîng în primul rînd asupra mișcării pistonului liber, în sensul că aceasta să aibă loc între anumite limite de cursă.

Astfel, o cursă spre exterior prea scurtă ar avea drept consecință imediată o descoperire incompletă a orificiilor de baleiaj, cu un baleiaj corespunzător insuficient al cilindrului motor. Ca o consecință următoare mai poate fi înregistrată acumularea unei insuficiente energii de compresiune în tam-

ponul de aer, incapabilă să provoace, prin compresiunea șarjei de aer în timpul cursei de întoarcere, autoaprinderea combustibilului injectat. Oscilațiile pistonului liber devin prea scurte în ambele sensuri. Faptul că prin aceasta scade și debitul aerului de baleiaj nu mai prezintă importanță, deoarece cele două inconveniente indicate anterior decid posibilitatea de funcționare a mașinii într-o măsură mult mai mare.

O cursă spre exterior prea mare poate provoca în schimb o distrugere a dispozitivului de sincronizare sau a tamponului de aer prin ciocnirea pistonului liber de capacul tamponului. Chiar dacă nu s-ar ajunge atît de departe, se poate întîmpla ca, datorită unei mișcări prea energice de întoarcere a pistonului liber, să ia naștere în cilindrul motor o compresiune peste măsură de mare, care, prin presiunile foarte înalte produse, poate atrage după sine distrugerea segmenților, a pistoanelor sau chiar a cilindrului motor.

Limitarea cursei pistoanelor libere apare, după cum se știe, drept consecință a egalității dintre lucrurile mecanice de accelerare și de frînare ale pistoanelor libere, conform relațiilor (1), (2), (8), (10) și (12). Pentru a putea așadar menține cursa pistoanelor libere în limitele ce permit funcționarea, trebuie ca relațiile mai sus-indicate să fie valabile pentru acest domeniu al cursei, adică trebuie ca toate energiile conținute în aceste relații să fie adaptate domeniului cursei în cauză.

Astfel, printr-o injecție corespunzătoare a combustibilului, energia dezvoltată prin ardere va putea fi adaptată domeniului cursei în cauză, sau se va putea proceda la o adaptare de energie prin modificarea constantei tamponului de aer, a lucrului mecanic din tamponul retur, precum și a celui de compresiune și de refulare a aerului.

Comportarea funcțională a formelor cu acțiune dublă se deosebește de cea cu acțiune simplă prin faptul că nu comportă o diferență între cursele în ambele sensuri, existînd o simetrie funcțională perfectă. Dezvoltarea energiei cu acțiune dublă în cilindrul motor întreține mișcarea rectilinie-alternativă a pistoanelor libere, identică în ambele sensuri din punct de vedere termoenergetic și cinematic. Astfel, posibilitatea de a putea funcționa prezintă la aceste mașini următoarele condiții pentru cursele pistoanelor libere. Cursa pistonului nu trebuie să fie prea scurtă, pentru a se asigura pe de o parte autoaprinderea printr-o suficientă compresiune a șarjei

de aer din cilindrul motor (în cazul aprinderii prin sursă străină, această condiție cade), iar pe de altă parte, pentru a se deschide în suficientă măsură orificiile de baleiaj în vederea unor condiții acceptabile de baleiaj, ceea ce se întîmplă de obicei dacă prima condiție este îndeplinită. Cursa pistoanelor libere nu trebuie să fie însă nici prea mare, pentru ca să nu apară presiuni prea înalte în cilindrul motor la sfîrșitul compresiunii, respectiv pentru a se evita distrugerea anumitor elemente ale mașinii prin ciocnirea de către pistoanele libere.

La sfîrșitul fiecărei curse are loc echilibrarea energiei dezvoltate în cilindrul motor prin lucrul mecanic de compresiune și de refulare din cilindrul compresor. De aceea, la formele cu acțiune dublă nu pare prea dificil să se adapteze aceste două energii domeniului cursei cerut de o funcționare sigură. Există și posibilitatea de a alege un astfel de raport între diametrul cilindrului compresor și cel motor, încît să se poată obține un anumit efect de autoreglaj în comportarea funcțională a formei cu acțiune dublă. Astfel poate fi obținut un domeniu destul de larg al sarcinii pentru fiecare presiune a gazelor de lucru în care energia dezvoltată în cilindrul motor să fie în așa fel frînată de energia de compresiune, încît presiunea de la sfîrșitul compresiunii din cilindrul motor să se mențină în limite admisibile. În acest caz va fi posibil ca prin reglajul cantității de combustibil să se fixeze funcționarea într-un anumit punct al domeniului. Limita maximă va corespunde cantității maxime de combustibil care ar mai putea fi în întregime arsă în cadrul șarjei de aer existente în cilindrul motor, iar limita inferioară ar corespunde energiei minime din cilindrul motor, capabilă încă a produce o presiune finală de compresiune din cilindrul motor care să mai garanteze autoaprinderea combustibilului injectat. Folosind aprinderea prin sursă străină, această limită poate fi apreciabil coborîtă. Afară de aceasta, se poate obține o lărgire utilă a domeniului presiunilor joase ale gazelor de lucru printr-un reglaj simplu al circulației aerului comprimat. Această proporționalitate aproximativă dintre energia dezvoltată prin ardere și cea de compresiune și de refulare a aerului în timpul ambelor curse ale pistoanelor libere nu este întîlnită la mașinile cu acțiune simplă, din cauza asimetriei funcționale provocate de perna de aer, necesară efectuării cursei de întoarcere a pistonului liber. Aceste perne de aer acționează ca

Scanned with OKEN Scanner

acumulatoare elastice de energie, primind o parte din energia produsă prin ardere și cedînd-o ca energie de întoarcere a pistonului liber.

La forma constructivă *a* din fig. 9, se acumulează în perna de aer aproape întreaga energie dezvoltată prin ardere și care acoperă în timpul cursei de întoarcere atît lucrul mecanic de compresiune și de refulare a aerului din cilindrul compresor, cît și cel de compresiune din cilindrul motor. Acest mod de lucru justifică pernele mari de aer. Perna de aer își păstrează aici un rol analog cu cel al peretelui de ricoșare de la jocul cu mingea, pe care însă va trebui să-l îndeplinească la diferite sarcini.

Există posibilitatea de a frîna cu un simplu tampon de aer energia dezvoltată în cilindrul motor chiar la sarcină maximă, fără pericol de ciocnire și cu o presiune de sfîrșit de compresiune acceptabilă, dacă se execută spațiul-tampon destul de adînc și dacă se dă orificiilor de baleiaj și de evacuare o poziție și mărime potrivite față de cursă, iar pistonului compresor — o formă corespunzătoare. La formele cunoscute de mașini cu pistoane libere aceasta însă nu are loc. La acestea s-ar provoca incontestabil la sarcină maximă ciocnirea pistonului compresor de capacul pernei de aer urmată de distrugerea mașinii, dacă nu s-ar proceda la adaptarea automată a constantei de arcuire a pernei elastice de aer la variația de sarcină prin așa-numitul stabilizator. Și în cazul dezvoltării unei energii prea reduse în cilindrul motor, urmată de o descoperire insuficientă a orificiilor de baleiaj, stabilizatorul intervine de asemenea lăsînd să scape aer din spațiul-tampon.

Mai există și alte posibilități de a adapta constanta elastică a pernei de aer, condițiilor de funcționare într-un mod simplu, fără utilizarea unui stabilizator propriu-zis, printre care ar fi de relevat în mod deosebit metoda folosită de uzinele Ford.

În fig. 46 este reprezentat stabilizatorul unei mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" de execuție mai veche. Modul de lucru al acestui dispozitiv simplu este următorul: pistonul etajat *1* se găsește sub influența simultană a arcului *2*, a presiunii medii din colectorul de baleiaj $\bar{p}_s$, precum și a presiunii medii din tamponul de aer $\bar{p}_A$. În timp ce presiunea din colectorul de baleiaj poate fi privită aproximativ constantă în timpul unui ciclu funcțional, presiunea din

tamponul de aer variază cu cîteva atmosfere începînd cu presiunea minimă, corespunzătoare punctului mort interior al pistoanelor libere, și pînă la cea maximă, care apare în punctul mort exterior. Presiunea din spațiul-tampon este așadar la început mai mică decît presiunea din colectorul de baleiaj, pentru a o depăși spre sfîrșitul cursei. Dacă valoarea medie

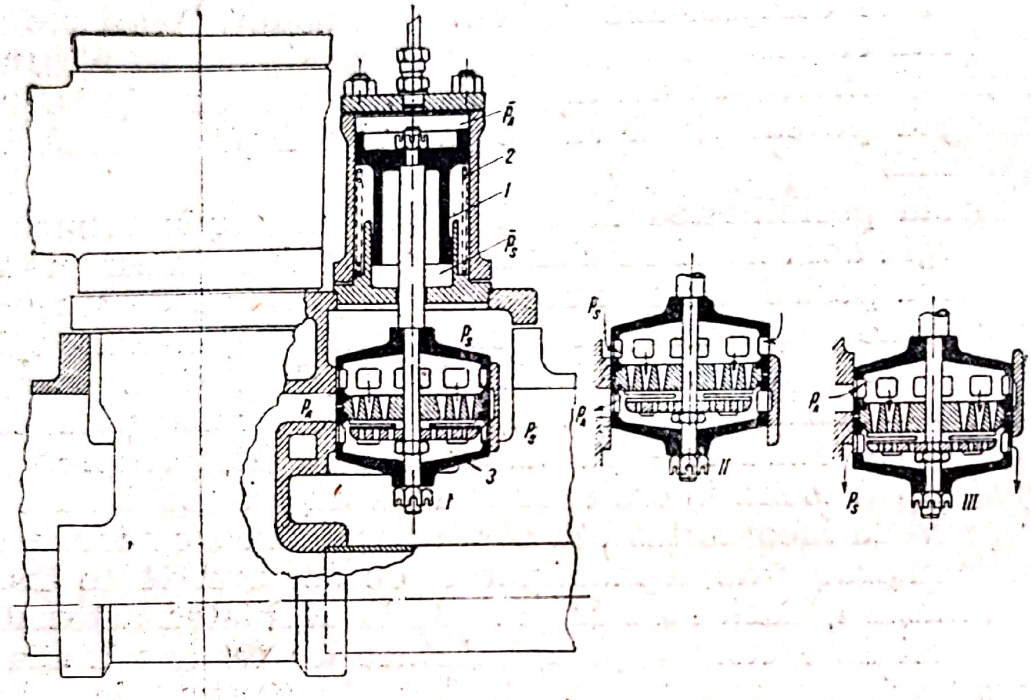


Fig. 46. Modul de lucru al stabilizatorului unei mașini termice cu pistoane libere „spre interior" SIGMA.

a presiunii din colectorul de baleiaj $\overline{p_s}$ crește, ceea ce corespunde unor sarcini mai mari, atunci pistonul etajat *1* este ridicat, iar sertarul de comandă *3* este adus în poziția *II*. Aceasta permite intrarea în spațiul-tampon, a unei cantități de aer cu presiune mai înaltă din colectorul de baleiaj, la începutul cursei pistonului liber. Prin aceasta se realizează o încărcare a spațiului-tampon, o ridicare corespunzătoare de presiune în acesta și o mărire a constantei de arcuire a tamponului. Procesul durează pînă cînd presiunea medie $\overline{p_A}$ din perna de aer atinge o valoare care coboară din nou pistonul etajat *1*, aducînd sertarul *3* în poziția de închidere *I*, ceea ce se realizează în timpul cîtorva curse de piston.

În cazul scăderii presiunii de baleiaj, respectiv a sarcinii, se produce o descărcare a spațiului-tampon în sens invers, în

care timp sertarul de comandă este adus în poziția *III*. Prin schimbarea presiunii arcului *2* poate fi atins raportul dintre presiunea medie a pernei de aer și cea de baleiaj, necesare unei anumite comportări funcționale.

La o anumită sarcină a mașinii cu pistoane libere, căreia îi corespund o anumită energie dezvoltată în cilindrul motor și o anumită frecvență și cursă a pistoanelor libere, iar prin intermediul caracteristicii turbinei și a căderilor de presiune, o anumită presiune în colectorul de baleiaj, stabilizatorul menține cantitatea, respectiv presiunea aerului din spațiul-tampon, la o astfel de valoare constantă, încît în conformitate cu ecuațiile energiilor corespunzătoare mișcării pistoanelor libere, cursele acestor pistoane să se mențină în domeniul care permite o bună funcționare a mașinii. Chiar și atunci cînd, în urma unor variații de sarcină, stabilizatorul fixează în spațiul-tampon alte condiții, respectiv presiuni de aer, ecuațiile amintite ale energiilor își mențin mai departe valabilitatea. Legea după care acționează stabilizatorul va trebui deci să corespundă atît ecuațiilor de energie, cît și valorilor urmărite ale curselor pistoanelor libere.

În cele ce urmează vor fi arătate multiplele posibilități de intervenție ale stabilizatorului.

După cum a arătat Neumann și, de asemenea, în mod amănunțit — Koșkin, lucrul mecanic total în timpul cursei de întoarcere a pistoanelor libere se menține la o valoare constantă, independentă de mărimea curselor, dacă între raportul de creștere a presiunii din cilindrul compresor și exponentul politropei de compresiune n, considerat pentru motive de simplitate același în cilindrul motor și în cel compresor, există relația:

$$\frac{p_c}{p_0} = n^{\frac{n}{n-1}}$$

ceea ce are loc pentru valorile obișnuite $n = 1{,}32 \ldots 1{,}35$ la $\frac{p_c}{p_0} = 3 \ldots 3{,}2$. Pentru aceste valori de creștere a presiunii în compresor, la o anumită stare funcțională a mașinii, frînarea lucrului de întoarcere a pistonului se efectuează totdeauna pînă la o anumită valoare constantă a punctului mort interior, ceea ce corespunde și unei valori constante a presiunii de la sfîrșitul compresiunii din cilindrul motor.

Astfel, la un conținut constant al tamponului de aer, poziția de funcționare a pistoanelor libere de tipul „spre interior" poate fi prezentată prin orizontala *0* (fig. 47). Din ecuația energiei cursei de întoarcere amintită înainte rezultă mai departe o poziție de funcționare a pistoanelor libere corespunzătoare alurii descendente a curbei *I*, adică $\frac{p_c}{p_0} < 3 \ldots 3{,}2$.

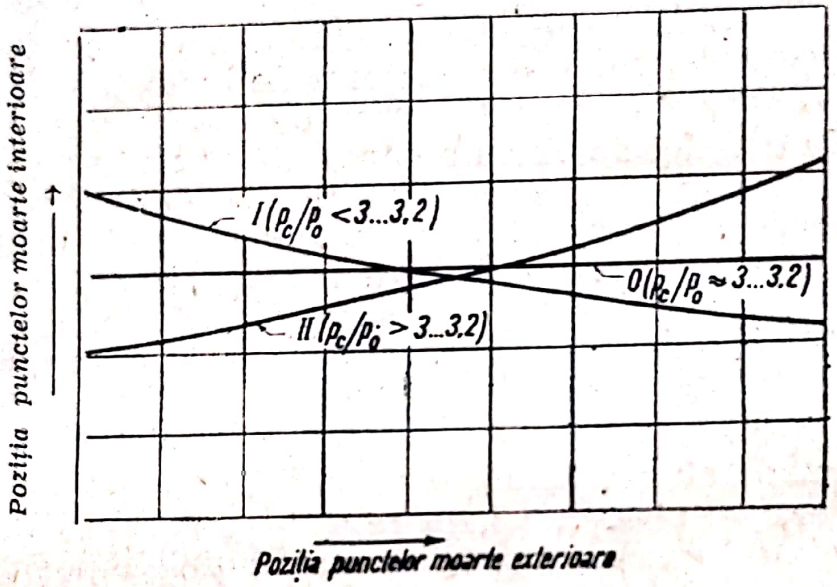


Fig. 47. Diagramele pozițiilor de funcționare ale pistoanelor libere la un conținut constant al tamponului de aer.

Pentru acest caz, punctul mort interior se apropie cu atît mai mult de centrul mașinii, cu cît punctul mort exterior se depărtează datorită unei măriri a energiei dezvoltate prin ardere. În mod corespunzător cresc și raportul de compresiune ε și presiunea de la sfîrșitul compresiunii din cilindrul motor. Aceasta rezultă foarte clar din diagrama reprezentată în fig. 48. Cursele pistoanelor libere au fost înregistrate aici cu ajutorul dispozitivului reprezentat în fig. 49. Funcționarea s-a realizat cu ajutorul stabilizatorului imobilizat la o presiune a gazelor de lucru de 2,5 kgf/cm^2, corespunzător unei presiuni a aerului din compresor p_c de aproximativ 3 kgf/cm^2.

Din diagramă rezultă cum pistoanele libere sînt împinse mult spre punctele moarte exterioare (488 mm), în cazul injectării unei cantități mai mari de combustibil, pentru a executa curse mai scurte (de numai 400 mm) la micșorarea cantității de combustibil injectate. Independent de dezvoltarea energiei prin ardere în cilindrul motor și de variația corespunzătoare a

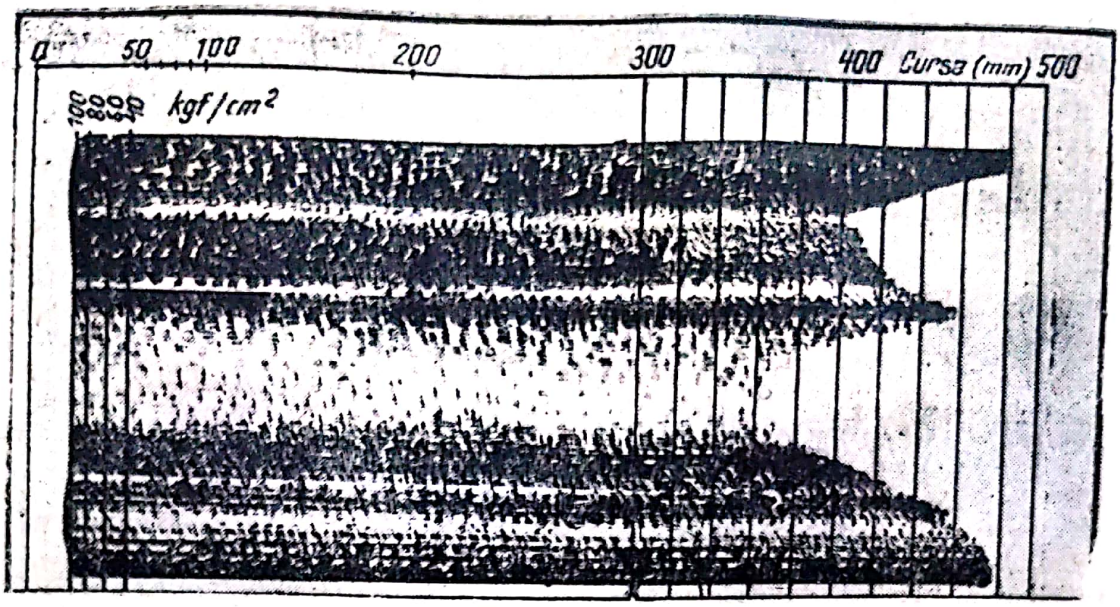


Fig. 48. Diagrama cursei pistonului liber — funcționarea cu stabilizatorul imobilizat.

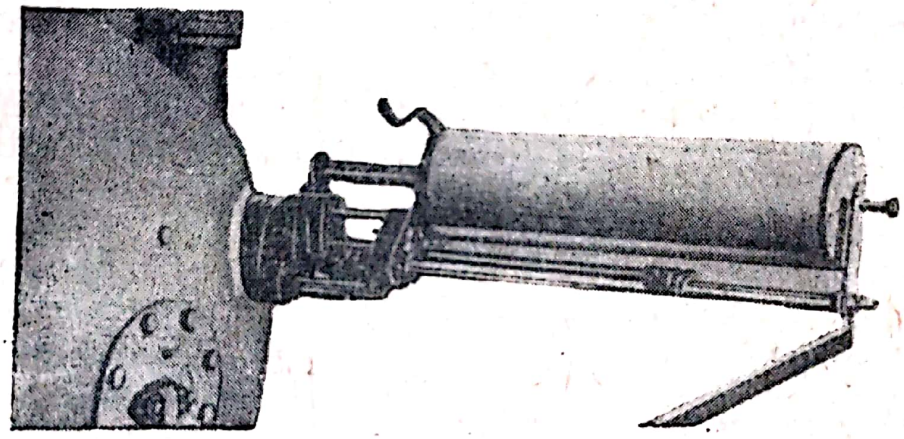


Fig. 49. Dispozitiv de înregistrare a cursei pistonului liber.

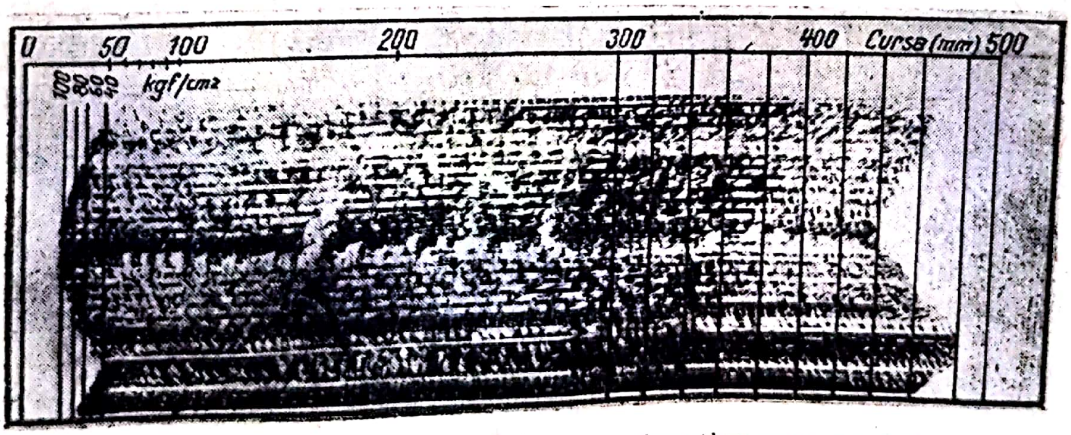


Fig. 50. Diagrama cursei pistonului liber — funcționarea cu valoare constantă a presiunii gazelor de lucru și a cantității de combustibil, variind tensiunea arcului stabilizatorului.

Scanned with OKEN Scanner

curselor pistoanelor libere, cursa de întoarcere are loc totdeauna pînă la aceeași valoare a punctului mort interior (de circa 25 mm), avînd drept urmare o valoare constantă a presiunii finale de compresiune din cilindrul motor.

În ce privește cursa de întoarcere, la un raport de creștere a presiunii din cilindrul compresor de $\frac{p_c}{p_0} \approx 3$, putea fi obținut aproape complet un autoreglaj al poziției de lucru a pistoanelor libere. Chiar și atunci cînd raporturile presiunilor $\frac{p_c}{p_0}$ prezintă variații mai mari (aproximativ între 2 și 4), presiunile finale de compresiune din cilindrul motor pot fi menținute în limite admisibile la variații nu prea mari ale cantității de combustibil injectate. Cursele spre exterior prezintă însă variații mari. În cazul încercării amintite, cantitatea maximă de combustibil injectată a respectat încă condițiile admisibile ale mișcării pistoanelor libere. În exploatare s-ar putea întîmpla însă ca limita admisă fără pericol de ciocnire să fie depășită și mașina avariată (în cazul menținerii stabilizatorului blocat). Din aceasta rezultă o primă necesitate de intervenție a stabilizatorului.

Din diagrama încercărilor, redată în fig. 50, se vede cum pot fi obținute variații ale presiunii finale de compresiune din cilindrul motor de la 48 la 60 și 80 kgf/cm^2, variind presiunea arcului stabilizatorului, la o presiune constantă de 2,5 kgf/cm^2 a gazelor de lucru și la menținerea constantă a cantității de combustibil injectate. Presiunilor mai mici ale arcului stabilizatorului le corespunde o golire parțială a tamponului de aer, urmată de scăderea constantei sale de arcuire și de o depărtare a pozițiilor punctelor moarte interioare și exterioare de linia centrală a mașinii. Acestei comportări a mașinii îi corespunde o scădere a presiunii finale de compresiune din cilindrul motor. O mărire a presiunii arcului stabilizatorului are în schimb drept urmare deplasarea punctelor moarte spre linia centrală a mașinii și creșterea presiunii finale de compresiune din cilindrul motor. Din exemplul prezentat rezultă că s-au putut obține variații ale presiunii finale de compresiune din cilindrul motor de la 50 la 100 kgf/cm^2, numai prin manevrarea arcului stabilizatorului.

În fig. 51 sînt redate rezultatele unei alte serii de încercări la care presiunea gazelor de lucru a fost mărită de la 1 la 1,5; 2; 2,5 și 3 kgf/cm^2. Stabilizatorul, al cărui arc a fost

reglat pentru o presiune finală de compresiune din cilindrul motor de 50 kgf/cm^2, a lăsat să treacă cantități corespunzătoare de aer în spațiul-tampon, conform principiului de funcționare a stabilizatorului mai sus descris, o dată cu creșterea presiunii gazelor de lucru, respectiv a aerului din colectorul de baleiaj, mărind astfel constanta de arcuire a tamponului

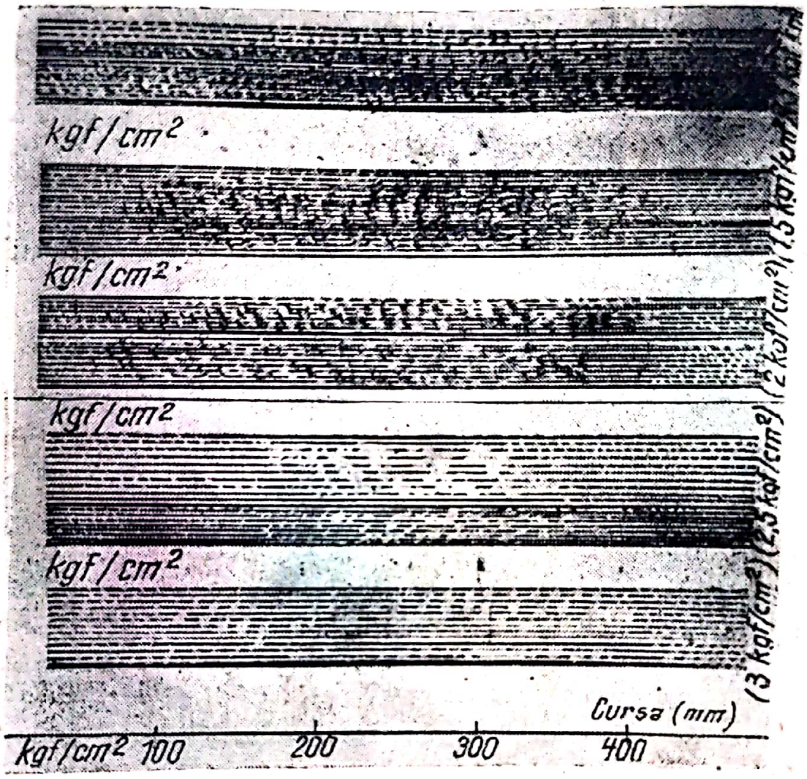


Fig. 51. Diagrama cursei pistonului liber — funcționarea cu presiune variabilă a gazelor de lucru (1,5; 2; 2,5 și 3 kgf/cm^2) și presiunea constantă în cilindrul motor de 50 kgf/cm^2.

de aer. Prin aceasta a fost pe de o parte reținută creșterea cursei spre exterior în limite admise de funcționare, iar pe de altă parte, cursa spre interior a fost adaptată nivelului mai ridicat de presiune, în vederea menținerii constante a presiunii finale de compresiune din cilindrul motor.

Pe baza fig. 52 va putea fi explicată și intervenția stabilizatorului în procesul de pornire a mașinilor cu pistoane libere. Din diagramă rezultă că, după cîteva oscilații ale pistonului, în urma șocului de pornire, poziția de funcționare a pistonului liber se deplasează spre linia centrală a mașinii. În timpul

acestor oscilații are loc transvazarea unei anumite cantități de aer din tampon în colectorul de baleiaj, datorită presiunii reduse de funcționare în gol, care face ca tamponul să devină mai „moale" și să permită o mai mare oscilație a pistonului

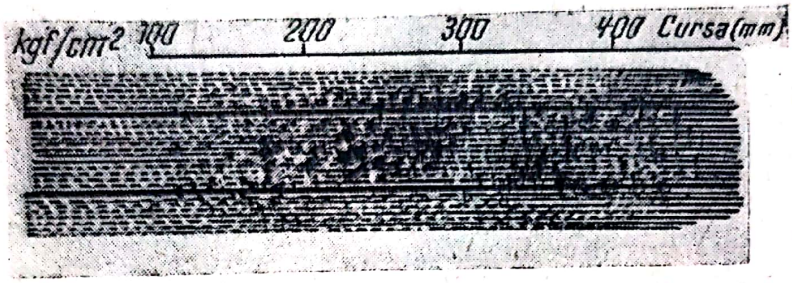


Fig. 52. Diagrama cursei pistonului liber în timpul procesului de pornire.

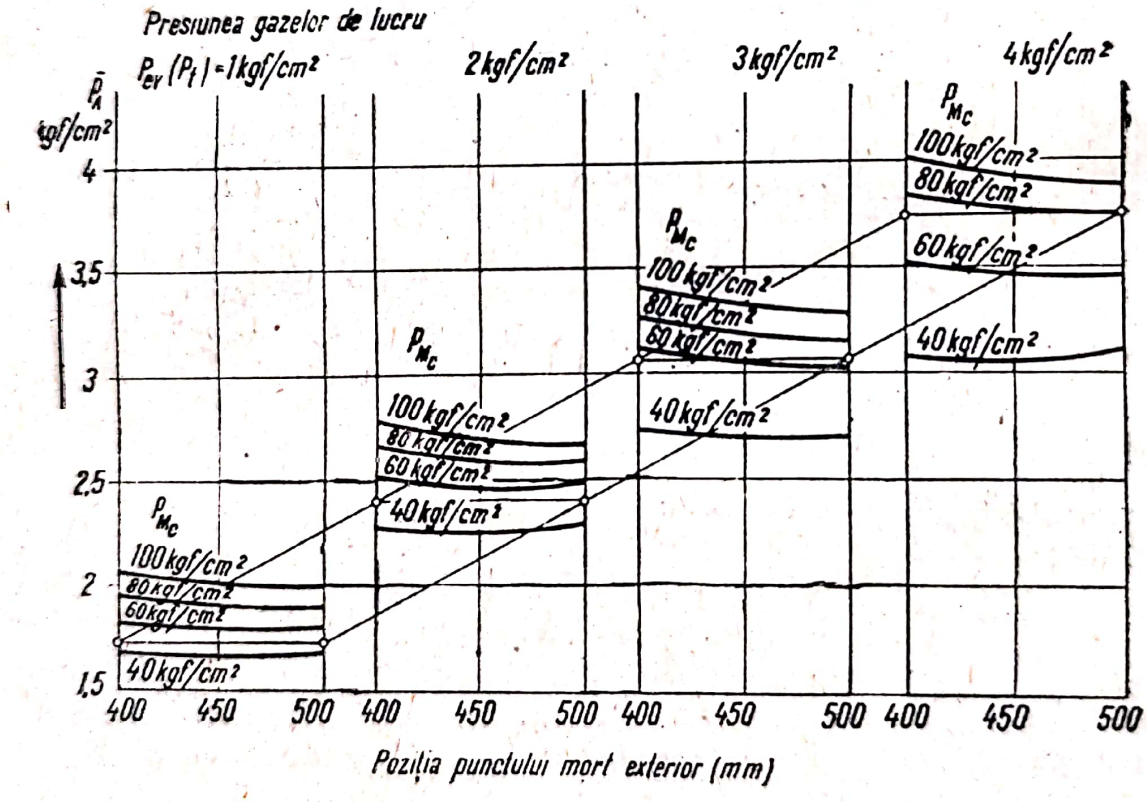


Fig. 53. Diagrama presiunii medii din tamponul de aer în funcție de cursele pistoanelor libere, pentru diferite valori ale presiunii gazelor de lucru și raporturi de compresiune în cilindrul motor.

liber, iar în timpul cursei de întoarcere să se obțină presiunea finală de compresiune din cilindrul motor pentru care a fost reglat arcul stabilizatorului. Relațiile dintre presiunea medie

$\bar{p}_A$ din tamponul de aer, presiunea gazelor de lucru $p_{ev} \approx p_t$, presiunea finală de compresiune din cilindrul motor p_{cM} și cursa pistonului liber S'_h, care rezultă la tipul „spre interior" (mașină cu pistoane libere SIGMA) pe baza ecuațiilor de energie ale mișcării pistoanelor libere și a poziției de lucru a pistoanelor libere sînt redate în fig. 53. Cele două variabile de bază cu ajutorul cărora pot fi obținute toate mărimile caracteristice interioare ale generatorului de gaze cu pistoane libere, reprezentate în fig. 53, sînt: cantitatea de combustibil B consumată pe ciclu și presiunea medie $\bar{p}_A$ din tamponul de aer, care se stabilește automat în concordanță cu condițiile de funcționare și cu presiunea arcului stabilizatorului.

În fig. 54 este reprezentată noua formă a stabilizatorului unei mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" SIGMA. Sertarul cilindric are în cazul de față două supape-disc (inelare) *1* și *2*. Au fost de asemenea menținute cele trei poziții ale sertarului *4*, corespunzătoare golirii, respectiv umplerii tamponului de aer și închiderii unei anumite cantități de aer în spațiul-tampon. Pistonul etajat *3*, care de data aceasta a obținut o altă formă, poartă sus arcul de reglaj, ușor accesibil și reglabil. Suprafața superioară a acestui piston se găsește sub influența presiunii din colectorul de baleiaj, iar pe partea sa inferioară acționează presiunea aerului din spațiul-tampon. La presiunea din colectorul de baleiaj se mai adaugă și presiunea arcului stabilizatorului. Dimensiunile pistonului etajat au fost alese de data aceasta astfel, încît, o dată cu creșterea presiunii gazelor de lucru, se obține și o ridicare a presiunii finale de compresiune din cilindrul motor. La noua formă a stabilizatorului n-a mai fost ales drept criteriu de comandă o valoare medie constantă a presiunii din tamponul de aer, ci o valoare momentană constantă a presiunii spațiului-tampon, corespunzătoare unei anumite poziții a pistonului liber. Aceasta corespunde menținerii constante a unei anumite cantități de aer în spațiul-tampon. Datorită acestui fapt se obține, prin intermediul energiei de rearuncare a tamponului de aer, o dependență a compresiunii din cilindrul motor nu numai de presiunea gazelor de lucru, ci și, în accentuată măsură, de cursa pistoanelor libere, astfel încît debitul de gaze al generatorului cu pistoane libere va fi mai bine adaptat capacității de absorbție a turbinei cu gaze.

Scanned with OKEN Scanner

La tipurile „spre exterior", starea funcțională admisibilă poate fi atinsă prin influențarea cantității de combustibil, a presiunii aerului din tamponul direct și din tamponul retur. La mașinile cu pistoane libere de tipul „spre exterior" se fixează de obicei o anumită presiune a aerului din tamponul

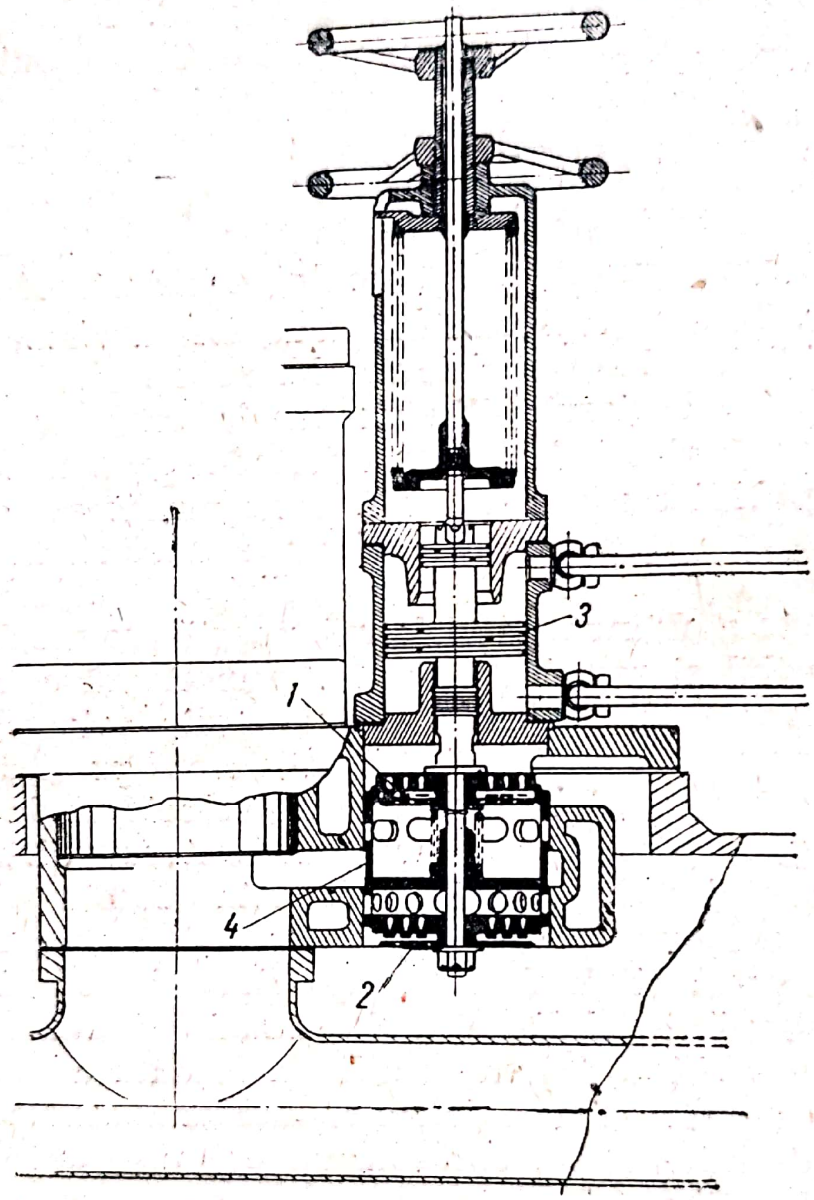


Fig. 54. Stabilizator de formă nouă al unei mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" SIGMA.

retur, care la unele construcții este pus în legătură cu atmosfera prin supape de descărcare, iar apoi presiunea din tamponul direct se adaptează limitelor necesare ale curselor pistoanelor libere folosind o supapă de alimentare cu acțio-

nare manuală sau automată. Prin mărirea presiunii aerului din tamponul direct se obține o creștere a frecvenței pistoanelor libere și o mărire a cantității de aer debitate. Într-o astfel de funcționare rezultă totdeauna valori optime ale presiunii din tamponul retur și din tamponul direct, cărora le corespund, la o anumită stare funcțională, valorile optime ale randamentului și debitului de aer, respectiv a puterii.

Procesul de reglaj poate avea loc în modul următor cu ajutorul unui dispozitiv reprezentat în fig. 55. Se urmărește

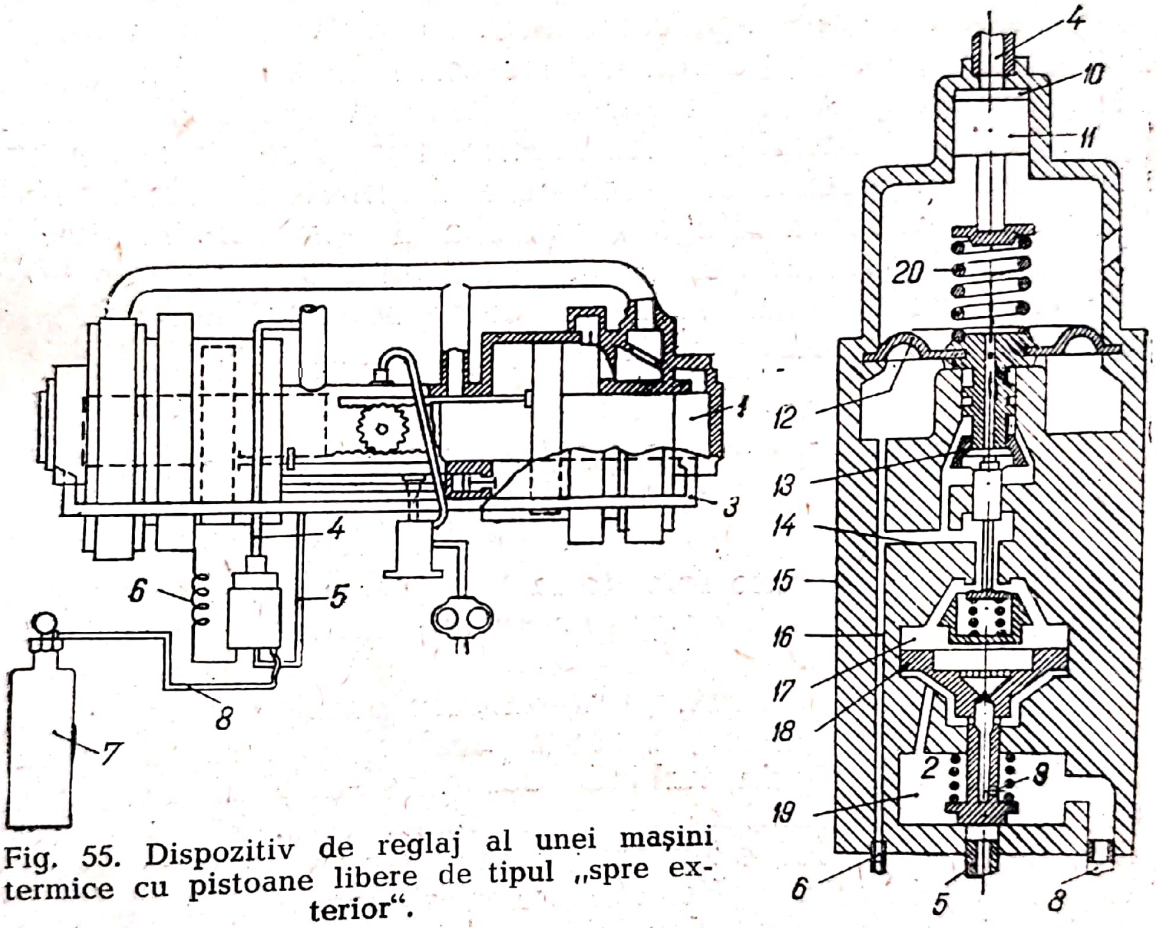


Fig. 55. Dispozitiv de reglaj al unei mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre exterior".

înainte de toate punerea în concordanță a presiunii aerului din spațiul-tampon-direct cu cea a gazelor de lucru, în scopul menținerii unei anumite valori a cursei pistonului liber. Spațiile-tampon-direct sînt legate între ele prin intermediul unei conducte de egalizare *3*.

Dispozitivul acționează asupra unui organ de reglaj, care permite o încărcare suplimentară sau o descărcare a tamponului direct *1*, după cum presiunea gazelor de lucru crește sau scade.

Organul de reglaj este legat de colectorul de evacuare prin conducta *4*. O altă conductă *8* duce la butelia de aer comprimat *7*. Două alte conducte *6* și *5* (prima fiind de diametru mic) sînt legate de conducta de egalizare. La o creștere a presiunii gazelor de lucru, aceasta se transmite pînă la spațiul cilindric *10* al organului de reglaj, coborînd astfel pistonul *11*. Corpul-membrană *12* de sub arcul *20* este de asemenea apăsat în jos; prin aceasta, supapa *13—15* se ridică de pe scaunul ei și lasă să scape prin conductele de control *14* și *16* aerul care a pătruns încet în spațiul *17* prin orificiul *9* venind de la butelia de aer comprimat *7*. Pistonul *18*, fiind acum expus presiunii mai ridicate a spațiului *19*, este apăsat în sus, datorită cărui fapt supapa *2* se ridică de pe scaunul ei și permite curgerea aerului comprimat din butelia *7* direct în conducta de egalizare a spațiilor-tampon. Presiunea din aceste tampoane *1* crește și prin aceasta mărește constantele de arcuire ale acestora corespunzător necesităților funcționării cu presiune ridicată a gazelor de lucru.

2. Problema reglajului mașinilor termice cu pistoane libere

Turbinele cu gaze folosite la instalațiile de forță cu pistoane libere prezintă, cu puține excepții, secțiuni de trecere invariabile în timp.

De aici rezultă pentru turbina corespunzătoare o relație bine determinată între presiunea gazelor de lucru și debitul gazelor ce curg prin turbină. Curba așa-numitei capacități de absorbție a turbinei cu gaze (curba *I*, fig. 56) este așadar o caracteristică exterioară bine determinată a agregatului, care stabilește legătura dintre presiunea gazelor de lucru p_{ev} (p_t) și greutatea gazelor de lucru G_A prelucrate de turbină. În regim stabil de funcționare a instalației de forță debitul gazelor de lucru produs de generatorul cu pistoane libere trebuie să corespundă exact capacității de absorbție a turbinei.

În cazul unor presiuni date ale gazelor de lucru, caracteristica interioară a generatorului de gaze cu pistoane libere de tip „spre interior" este univoc determinată prin fixarea cantității de aer din spațiul-tampon și a cantității de combustibil injectate pe ciclu. La tipul „spre exterior" se mai adaugă po-

sibilitatea de variație a conținutului tamponului-retur. În schimb, la mașinile termice cu pistoane libere cu acțiune dublă (fără tampon de aer), ajunge numai fixarea cantității de combustibil injectate. Stării funcționale astfel stabilite îi corespund valori exacte ale cursele pistoanelor libere, ale presiunilor și temperaturilor aerului de baleiaj, precum și ale cantităților și temperaturilor gazelor de lucru. În fig. 57 se arată cum e influențată frecvența de oscilație a pistoanelor libere la o mașină termică cu pistoane libere de tipul „spre interior", prin variația constantelor pernei de aer și a cantităților de combustibil injectate, la diferite presiuni ale gazelor de lucru. Curba *A* se referă la cursele minime ale pistoanelor libere și la presiunile maxime de la sfîrșitul compresiunii în cilindrul motor. Curba *B* se referă la cursele maxime ale pistoanelor libere și la presiunile finale de compresiune în cilindrul motor, de asemenea maxime. Curba *C* se referă la cursele minime și la presiunile de compresiune minime, iar curba *D* — la cursele maxime și presiunile minime.

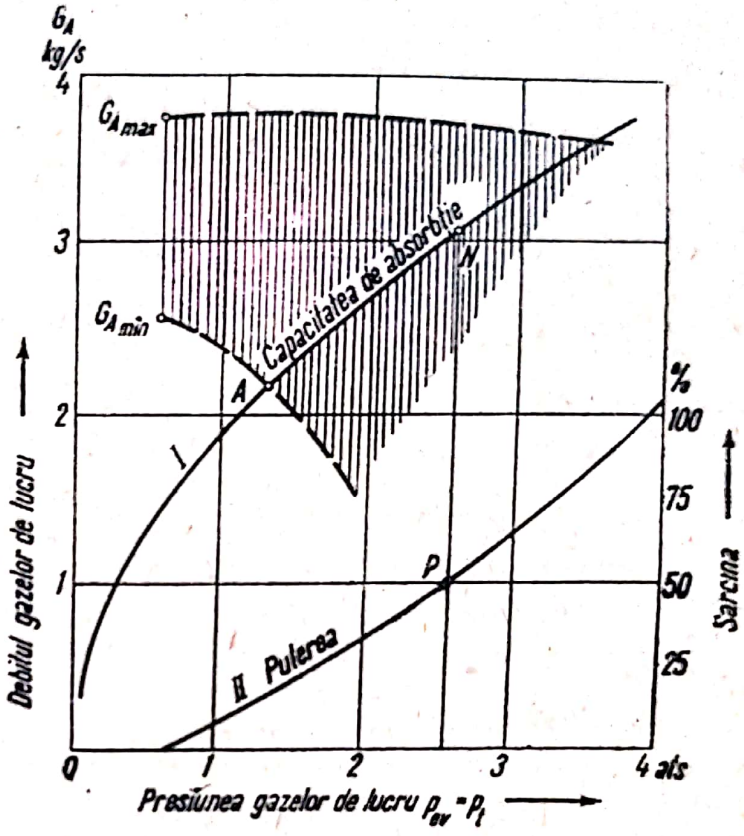


Fig. 56. Diagrama reglajului instalațiilor termice cu pistoane libere.

Trebuie relevat, încă o dată, că generatorul de gaze cu pistoane libere nu este o unitate absolut independentă. Independența sa este condiționată, permițînd funcționarea generatorului de gaze cu turbina blocată, sau fără aceasta, adică independent de turbină, dar care nu poate să împiedice ca funcționarea generatorului de gaze cu pistoane libere să nu

fie influențată de capacitatea de absorbție a consumatorului gazelor de lucru, fie el chiar și un simplu orificiu de evacuare. La stabilirea caracteristicilor interioare ale generatorului de gaze cu pistoane libere, va trebui așadar respectată totdeauna funcționarea împreună cu consumatorul de gaze, ceea ce a fost de altfel subliniat la începutul capitolului. Numai în

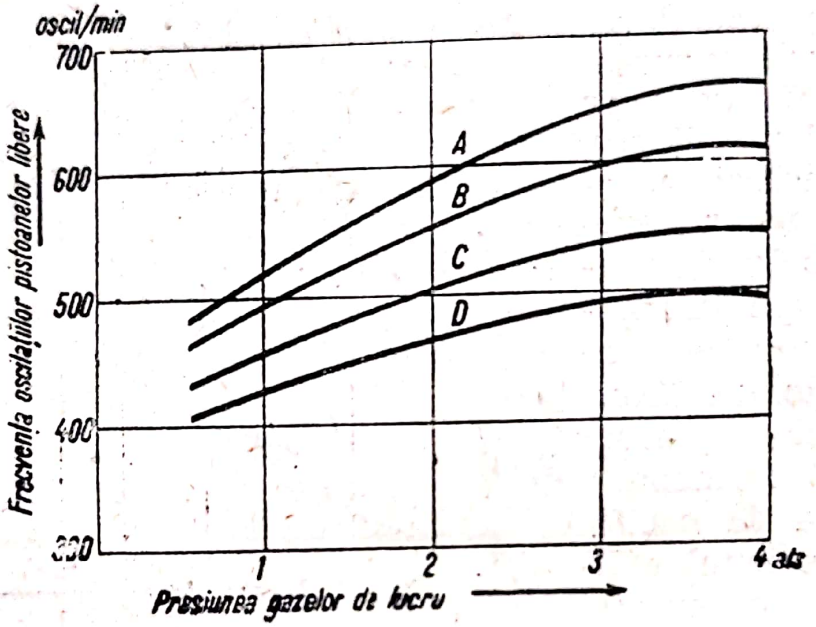


Fig. 57. Frecvența oscilațiilor pistoanelor libere în funcție de presiunea gazelor de lucru la un generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior".

felul acesta pot fi înțelese stagnarea gazelor de lucru în preajma turbinei și căderile de presiune ce se clădesc pe această presiune de stagnare, căderi de presiune condiționate de vitezele de curgere, respectiv de debitele gazelor și care duc la presiunile și lucrurile mecanice de compresiune a aerului în compresor. Ele influențează în bună parte cursele și frecvențele pistoanelor libere și debitele gazelor de lucru. Fără a opune gazelor de lucru un obstacol, nu poate avea loc nici stagnarea acestora și nici funcționarea instalației cu presiuni mai ridicate ale gazelor.

Astfel, fiind stabilită curba *I* (v. fig. 56) a capacității de absorbție a consumatorului gazelor de lucru, se impune generatorului de gaze în regim permanent al instalației de forță cu pistoane libere, condiția funcțională de a produce o anu-

mită cantitate de gaze (debit) la o anumită presiune a gazelor, ceea ce reclamă o adaptare corespunzătoare a stării funcționale a generatorului, care se obține de obicei menținînd constantele tamponului de aer și repartizînd fiecărui ciclu o anumită cantitate de combustibil.

Valorile corespunzătoare ale entalpiei gazelor de lucru rezultă din condițiile de funcționare a generatorului de gaze.

Cunoașterea debitelor și a entalpiilor gazelor de lucru duce la determinarea puterii corespunzătoare P a instalației de forță. Pornind de la curba capacității de absorbție cunoscute a consumatorului gazelor de lucru (turbină cu gaze), se poate astfel stabili, prin intermediul caracteristicii generatorului de gaze cu pistoane libere, și a doua caracteristică exterioară a mașinii termice cu pistoane libere — caracteristica puterii (curba *II* fig. 56).

S-a amintit, la începutul acestui capitol, că poziția pistoanelor libere trebuie să se încadreze între anumite limite ce permit funcționarea mașinii, limite care, afară de faptul că depind de factori constructivi constanți, mai pot fi influențate și de parametri funcționali, ca modificarea constantelor tamponului de aer și a cantităților de combustibil. Acestor poziții-limite, maxime și minime, ale pistoanelor libere, combinate cu frecvențele maxime și minime ale acestora (v. fig. 57), le corespund, pentru fiecare valoare a presiunii gazelor de lucru, debitele maxime $G_{A\,max}$, respectiv minime $G_{A\,min}$, ale gazelor de lucru ce pot fi produse de generatorul de gaze la presiunea respectivă a gazelor prin influențarea constantei tamponului de aer și, înainte de toate, prin alimentarea corespunzătoare cu combustibil.

În fig. 56 au fost reprezentate, pe lîngă caracteristicile exterioare *I* și *II* ale instalației de forță cu pistoane libere, și curbele debitelor maxime și minime ale gazelor de lucru $G_{A\,max}$ și $G_{A\,min}$, corespunzătoare caracteristicii exterioare a generatorului de gaze. Aceste debite pot fi determinate, dacă se calculează debitele volumetrice maxime și minime de aer, corespunzătoare diferitelor presiuni p_c, respectiv p_{ev} (p_t), stabilind apoi greutățile corespunzătoare prin intermediul relației:

$$G_{A-sec} = \frac{p_c V_{C-sec}}{RT_C}.$$

Din diagrama reglajului (fig. 56) rezultă că sub punctul de intersecție A al curbei de absorbție cu cea a debitului minim de gaze, adică la presiuni mai mici ale gazelor de lucru, respectiv la sarcini reduse $\left(\text{sub } \frac{1}{4} \text{ sarcină}\right)$, debitul minim de gaze produs de generator depășește debitul necesar puterii respective. Va trebui deci ca surplusul gazelor de lucru să fie evacuat înainte de a intra în mașina de forță (turbină). De aceea deasupra punctului de intersecție A (la presiuni mai mari), debitul gazelor de lucru va putea fi reglat și adaptat economic la capacitatea de absorbție a turbinei, printr-o alimentare corespunzătoare a mașinii de forță cu combustibil.

Pentru a evita funcționarea neeconomică în sarcină parțială, provocată prin evacuarea surplusului gazelor de lucru, execuțiile mai recente aplică la sarcini reduse recirculația aerului de baleiaj din colectorul de baleiaj înapoi spre cilindrul compresor. Se obțin următoarele avantaje: debitul de gaze care pleacă de la generatorul de gaze spre turbină este apreciabil redus la sarcini mici și, prin aceasta, apropiat necesității de absorbție a turbinei. Prin repetata compresiune și laminare, aerul de baleiaj este încălzit, ușurînd astfel autoaprinderea combustibilului, chiar la raporturile mici de compresiune corespunzătoare curselor scurte de piston ale funcționării în sarcină redusă. Consumul de combustibil la sarcini parțiale este sensibil micșorat.

Problema reglajului instalației termice cu pistoane libere se prezintă astfel, în general, în felul următor: puterea turbinei necesară la un moment dat stabilește, conform capacității de absorbție, atît debitul gazelor de lucru cît și presiunea p_{ev} (p_t) din colectorul de evacuare, de exemplu punctul N. Prin reglajul cantității de combustibil pot fi obținute frecvența și cursa pistoanelor libere corespunzătoare acestui debit. Sub punctul A trebuie, după cum s-a amintit, să se evacueze gazele de lucru sau să se aplice recirculația aerului de baleiaj.

Fig. 58 reprezintă schema procesului de reglaj al unei instalații de forță cu pistoane libere de tipul „spre interior".

Dispozitivul de reglaj constă, în esență, din două elemente de transmitere și două de recepție. Elementele de transmitere sînt: un regulator centrifug de viteză 3, antrenat de la axul turbinei 2, prin intermediul unui agrenaj-melc, și

Scanned with OKEN Scanner

un variator de viteză *4*, care poate fi acționat după nevoie de la pupitrul de comandă. Regulatorul de viteză deplasează în timpul acționării sale manșonul *10* în ghidajul *11*, variind astfel secțiunea de curgere a uleiului de acționare și modu-

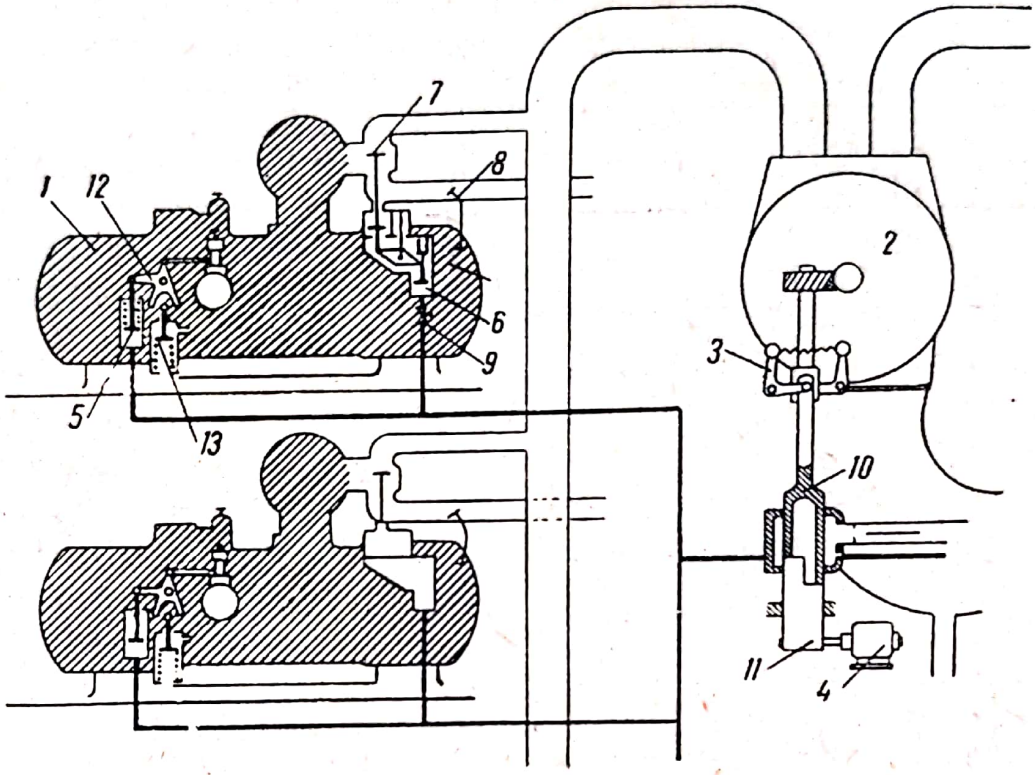


Fig. 58. Dispozitiv de reglaj al mașinilor termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" dintr-o centrală termică.

lînd prin aceasta presiunea acestui fluid. Independent de acțiunea automată a regulatorului de viteză, ghidajul *11* mai poate fi deplasat în raport cu manșonul *10*, prin intermediul variatorului de viteză de la pupitrul de comandă, obținînd prin aceasta de asemenea variația urmărită a presiunii uleiului de comandă. Presiunea uleiului este transmisă la elementele receptoare, montate pe generatorul cu pistoane libere *1*, prin intermediul conductelor de ulei. Elementul receptor *5*, destinat să influențeze pompa de combustibil, cuprinde un sistem de pîrghii *12*, care reglează prin intermediul presiunii de ulei cantitățile de combustibil necesare, și un dispozitiv de limitare a cantității de combustibil *13*, care menține cantitățile de combustibil în limitele ce fac posibilă o bună funcționare la presiunea respectivă a gazelor de lucru. Din

momentul în care cantitățile de combustibil cerute de elementul de transmitere scad sub limita inferioară admisibilă, dispozitivul de limitare împiedică intervenția sistemului de pîrghii *12*, menținîndu-se astfel constant debitul gazelor de lucru. În același timp, prin intermediul presiunii uleiului se influențează și al doilea element de recepție *6* care, prin intermediul unui servomotor și al unui sistem de pîrghii, comandă supapa *7*, evacuînd o parte din gazele de lucru în atmosferă prin clapeta *8* și coborînd astfel presiunea gazului din preajma turbinei, respectiv adaptînd debitul gazelor de lucru la capacitatea de absorbție redusă a turbinei în regim de sarcină parțială. Accesul uleiului sub presiune spre elementul de recepție *6* poate fi reglat prin robinetul *9*.

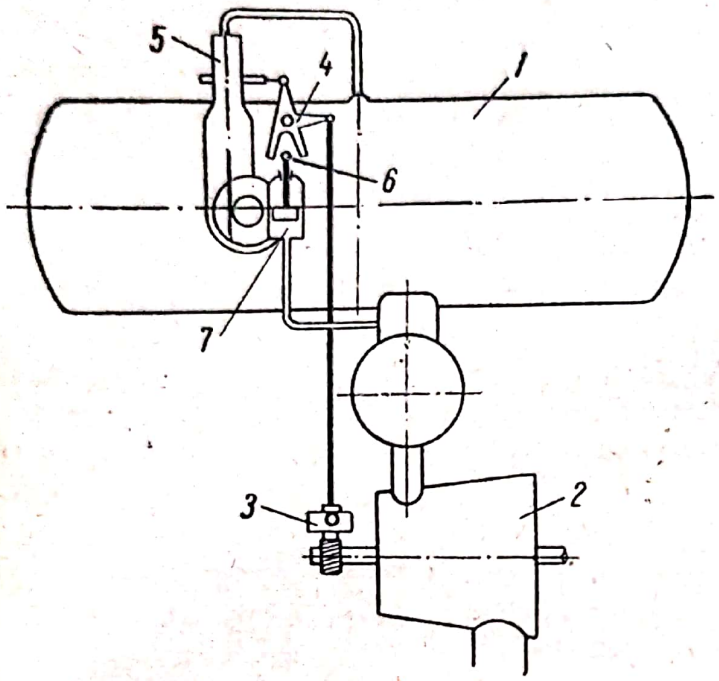


Fig. 59. Schema de principiu a dispozitivului de reglaj al unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior".

În fig. 59 este reprezentată schema de principiu a dispozitivului de reglaj al unei alte mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior".

Regulatorul de turație *3* al turbinei cu gaze *2* acționează în mod mecanic sistemul de pîrghii *4*, care realizează reglajul cantității de combustibil a pompei de combustibil *5* a generatorului de gaze cu pistoane libere *1*. Limitele admisibile ale debitelor de combustibil sînt menținute, ca și în exemplul anterior, printr-un opritor *6*, reglabil în funcție de presiunea gazelor de lucru și care se mișcă în cilindrul *7*. La sarcini mai mici, adaptarea debitelor gazelor de lucru produse la necesitatea turbinei se face de asemenea prin evacuarea parțială a gazelor și, recent, prin aplicarea recirculației aerului de baleiaj.

Scanned with OKEN Scanner

3. Mersul în paralel al generatoarelor de gaze cu pistoane libere

Mersul în paralel al mai multor generatoare de gaze de lucru cu pistoane libere, care alimentează una și aceeași turbină cu gaze, se aplică totdeauna cînd puterea necesară depășește pe cea a unui singur generator de gaze. Un astfel de mers în paralel se obține în perfecte condiții atunci cînd caracteristicile exterioare ale generatoarelor de gaze nu prezintă deosebiri importante și sarcina totală poate fi repartizată corect, fără efecte de pompaj asupra unităților componente.

Prin funcționarea mai multor generatoare de gaze împreună se poate obține, înainte de toate, avantajul unei funcționări cu randament ridicat într-un larg domeniu al sarcinii, deconectînd un număr corespunzător de generatoare de gaze.

Principial există următoarele posibilități ale unui mers în paralel:

a. Toate generatoarele de gaze alimentează turbina printr-o conductă colectoare comună, al cărei volum mare provoacă o amortizare a undelor de șoc ale gazelor de lucru. Turbina funcționează cu admisiune totală.

b. Generatoarele de gaze refulează gazele de lucru prin conducte individuale într-un colector de gaze special, situat în fața turbinei. Turbina funcționează cu admisiune totală. În conductele lungi de aducție are loc în bună parte o amortizare a pulsațiilor undelor de gaze, a căror netezire se definitivează în colectorul de gaze situat în preajma turbinei.

c. Generatoarele de gaze alimentează turbina prin conducte individuale, în care undele de șoc sînt într-o anumită măsură amortizate. Turbina funcționează cu admisiune parțială, fiecărui generator de gaze revenindu-i un anumit sector al turbinei. Acest mod de lucru poate fi aplicat numai la un număr mic de generatoare de gaze.

d. Alimentarea turbinei cu gaze se face prin conducte scurte individuale. Din cauza conductelor scurte, mai ales cînd generatorul de gaze nu este prevăzut cu un colector de evacuare, nu poate avea loc o netezire eficace a undelor de gaze, astfel încît efectul undelor de șoc se transmite pînă la turbină. Și acest mod de funcționare cu admisiune parțială a turbinei nu poate fi folosit decît la un număr mic de generatoare și acolo unde acestea pot fi apropiate de turbină.

Scanned with OKEN Scanner

În mod obișnuit sînt folosite primele două posibilități de funcționare în paralel.

La tipurile „spre interior" SIGMA se aplică de obicei prima formă, pe cînd la tipurile „spre exterior" B.L.H. se folosește forma a doua.

La unele mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior" (SIGMA) se mențin de obicei, și la mersul în paralel, colectoarele de evacuare, pentru a obține condiții mai bune de evacuare a cilindrului motor. Conductele de legătură pornesc în acest caz de la colectoarele de evacuare. Între colector și conductă este interpusă cîte o supapă care permite deconectarea unității respective.

Unitățile de tipul „spre exterior" B.L.H. sînt puse în legătură cu turbinele cu gaze prin conducte avînd un diametru de circa 203 mm și lungimi de peste 2 m. În fiecare dintre aceste conducte este montată cîte o supapă de deconectare și de evacuare. Se arată că un generator de gaze fiind în funcțiune, un al doilea poate fi pornit, dacă presiunea gazelor de lucru ale generatorului în funcțiune nu depășește 2,1 ats. La o presiune a gazelor de lucru mai mare decît 2,1 ats, pornirea celui de-al doilea grup este posibilă după deschiderea supapei de evacuare a conductei respective. Există, de asemenea, posibilitatea de a porni simultan ambele unități de generatoare de gaze.

Deși mersul în paralel al mai multor generatoare permite obținerea unei neteziri satisfăcătoare a pulsațiilor undelor de gaze, mai ales din cauza numărului variat al frecvențelor acestor generatoare, pare avantajos ca generatoarele să lucreze cu un decalaj de fază egal.

O astfel de sincronizare a generatoarelor care funcționează în paralel poate aduce cu sine o importantă simplificare în execuția conductelor de admisiune și de refulare. Pe lîngă aceasta, influența interferenței undelor de șoc asupra proceselor de baleiaj și de refulare este redusă la minimum.

Practic, sincronizarea se realizează astfel, încît să fie menținute în funcțiune cîte două unități generatoare de gaze cu un decalaj de fază egal cu 180° (începutul ciclului unei unități să corespundă mijlocului ciclului celeilalte unități). În acest mod poate fi realizată o admisibilă netezire a pulsațiilor undelor de gaze și o bună uniformizare a debitului gazelor de lucru chiar cu două generatoare de gaze.

Scanned with OKEN Scanner

Decalajul de fază amintit poate fi realizat ușor, conform schemei din fig. 60, *a*, legînd spațiile-tampon ale ambelor generatoare de gaze prin conducta *1*, în care se găsește intercalat sertarul 2, a cărui acționare se realizează prin inter-

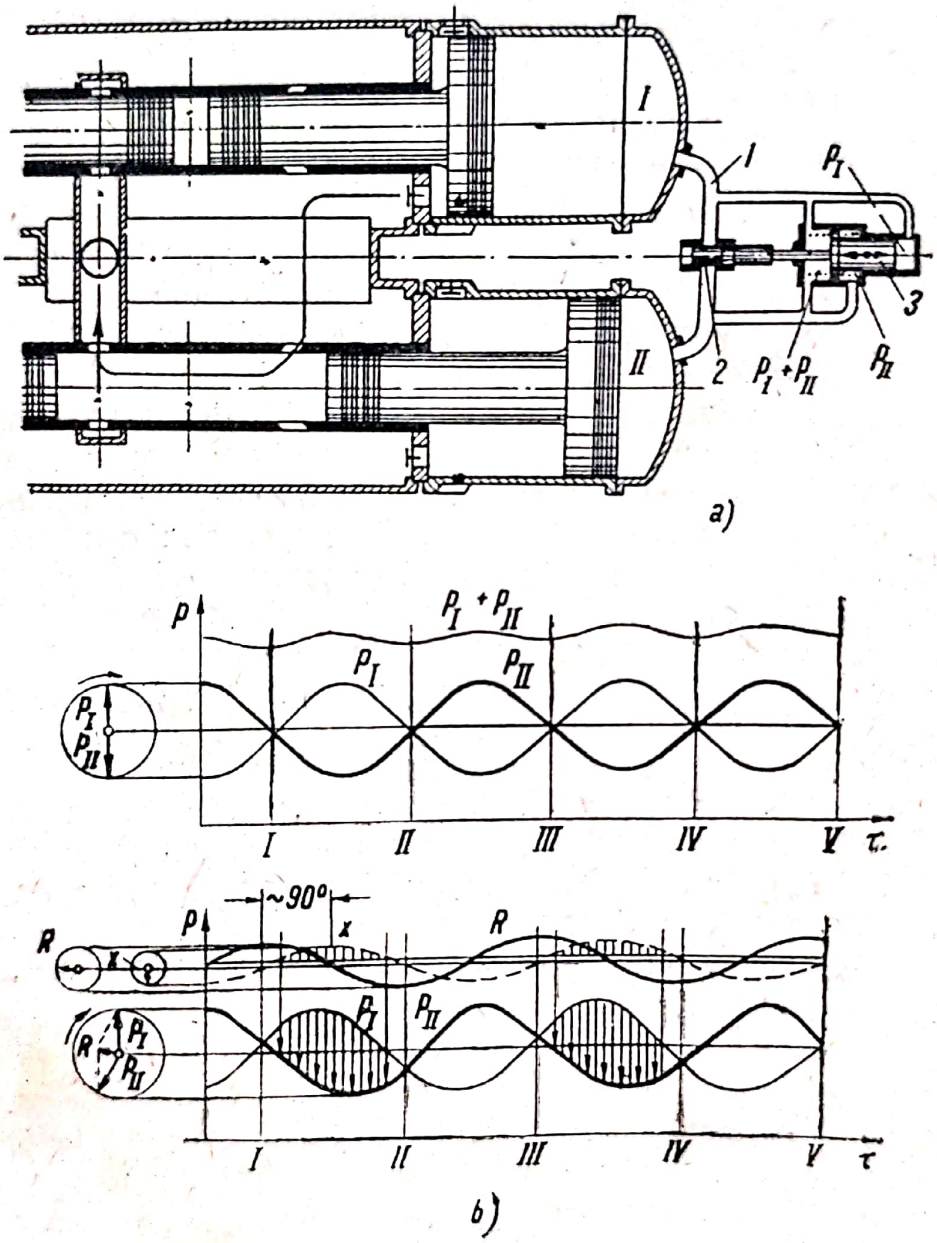


Fig. 60. Dispozitivul de defazare la tipul „spre interior".

mediul sertarului 3 aflat sub tensiunea unui arc și expus presiunilor p_I—p_{II} ale aerului din cele două spații-tampon. Modul de lucru al acestui dispozitiv ingenios de defazare este următo-

rul: dacă pistoanele libere ale ambelor generatoare se găsesc în poziție opusă, variațiile presiunilor aerului din spațiile-tampon se anulează aproape în întregime, astfel încît presiunea rezultantă $p_I + p_{II}$ are o valoare aproape constantă. Dacă, în schimb, intervine o deviere de la acest decalaj de fază care contează drept decalaj de fază corect, atunci, după cum rezultă și din diagrama inferioară a undelor din fig. 60, *b*, se creează o presiune rezultantă R pe partea dreaptă a sertarului 3, care se intercalează aproximativ cu 90° din perioada totală de mișcare (socotită 360°) între presiunile p_I și p_{II} ale spațiilor-tampon din cele două generatoare.

În caz de rezonanță între frecvența presiunii rezultante R și frecvența proprie a elementului de comandă, mișcările acestuia apar cu un decalaj de fază de 90° față de forța R care provoacă mișcarea, adică aproximativ în fază cu presiunile p_I și p_{II}. În felul acesta orificiul sertarului este pus într-o poziție care nu permite trecerea aerului tocmai atunci cînd presiunea din tamponul mașinii al cărei piston este în avans se găsește la o valoare mai ridicată decît cea din tamponul mașinii al cărei piston este în întîrziere, permițîndu-se astfel transvazarea unei cantități de aer în spațiul-tampon al unității întîrziate. Drept urmare are loc o întîrziere a mișcării unității în avans și o accelerare a celei întîrziate, pînă la obținerea decalajului de fază optim de 180° și a sincronismului dintre frecvențele ambelor unități.

Afară de netezirea undelor gazelor de lucru, funcționarea cu decalaj de fază mai prezintă avantajul refulării aerului de baleiaj în momentul deschiderii orificiilor de baleiaj, atunci cînd aerul de baleiaj este condus cruciș de la cilindrul compresor al unei unități la cel motor al celeilalte unități, ca în fig. 60.

Scanned with OKEN Scanner

V. RĂCIREA MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Problema răcirii

La mașinile termice cu pistoane libere problema răcirii este de o importanță cu totul specială. Datorită concentrației de putere deosebit de mare la acest gen de mașină, la care în cilindrul motor se dezvoltă energii termice importante, solicitarea termică a acestora crește într-o măsură încă necunoscută pînă acum în construcția motoarelor. Întrucît nici la motoarele cu autoaprindere (Diesel) moderne cu înaltă supraalimentare, la care se ating presiuni de numai 2—2,5 ata, soluționarea problemei răcirii nu este ușoară, este evident că la răcirea mașinilor termice cu pistoane libere trebuie aplicate procedee cu totul speciale care garantează o mare eficacitate. Afară de aceasta, în cazul folosirii unor presiuni ale gazelor de lucru mai ridicate, deci și în cazul unor presiuni de compresiune mai ridicate, răcirea va trebui extinsă și asupra cilindrului compresor.

2. Solicitarea termică și răcirea cilindrului motor

Prin răcirea cilindrului motor nu trebuie înțeleasă aici numai răcirea pereților laterali ai cilindrului motor, ci răcirea pereților întregului spațiu motor, adică a pereților camerei de ardere, de mărime constantă, și a pereților laterali ai volumului cursei, de mărime variabilă.

La formele actuale executate, cu două contrapistoane, pereții camerei de ardere constau din cele două funduri de piston și din peretele lateral al camerei de ardere (cilindru). La formele cu un singur piston, pereții camerei de ardere

Scanned with OKEN Scanner

cuprind fundul pistonului, capacul cilindrului și peretele lateral al camerei de ardere (cilindru).

Scopul principal al răcirii cilindrului motor este, pe de o parte, să mențină temperatura părților în contact permanent cu gazele de ardere, ca fundul pistonului, respectiv chiulasa, la o valoare la care solicitările datorite deformațiilor termice nu depășesc valoarea admisibilă și nu apare pericolul unor rupturi, respectiv al unor coroziuni, iar pe de altă parte, să mențină temperatura filmului de lubrifiant de pe cilindru la o valoare sub limita la care apar simptomele unei diminuări accentuate a onctuozității uleiului prin oxidări, descompuneri și rășinări.

În cazul folosirii unor oțeluri corespunzătoare aliate termorezistente (cu procentaj mare de nichel și crom), pot fi suportate, în anumite cazuri, și temperaturi ale capacului de cilindru și ale fundului de piston, de circa 600°C. În ce privește temperaturile pereților cilindrilor, se poate afirma că, deși proprietățile lubrifianților s-au ameliorat între timp apreciabil, încă nu pot fi folosite temperaturi mai înalte decît 240°C.

Înainte de a stabili solicitarea termică a cilindrului motor, trebuie explicate posibilitățile de răcire a acestuia.

Răcirea cilindrului motor se face, în cea mai mare măsură, prin lichidul de răcire care înconjură acest cilindru ca și la obișnuitele motoare termice. Va trebui pus însă accent pe o circulație foarte intensivă a lichidului de răcire, mărind totodată, în limita posibilităților, suprafața de răcire dinspre lichidul de răcire prin dispunerea unor aripioare. Afară de această răcire, aerul de baleiaj preia, în timpul curgerii sale prin cilindrul motor, cantități de căldură destul de însemnate, mai ales dacă temperatura aerului nu a fost prea ridicată, prin folosirea unei slabe compresiuni sau chiar a răcirii intermediare. Cantitatea de căldură eliminată pe calea răcirii intermediare este sustrasă pereților cilindrului dinspre interior, adică pe drumul invers pe care căldura îl urmărește la transmiterea prin pereții cilindrului. Eficacitatea răcirii interioare poate fi cu mult ridicată cu ajutorul unei pulverizări fine a apei în aerul de baleiaj. Contrar cerinței unei exploatări sigure, eficacitatea răcirii interioare prin curentul aerului de baleiaj scade însă la compresiuni mai accentuate ale aerului din cauza micșorării volumului aerului de baleiaj și a vitezei sale de curgere, tocmai atunci cînd s-ar impune un

Scanned with OKEN Scanner

baleiaj mai eficace din cauza dezvoltării unor energii mai mari prin ardere în cilindrul motor. O excepție face supraalimentarea cilindrului compresor, în care, cu toată presiunea ridicată a aerului, debitul de baleiaj poate fi mărit apreciabil și temperatura aerului poate fi scăzută prin răcire intermediară, mărindu-se prin aceasta efectul de răcire. Conform explicațiilor de mai sus, se poate scrie în cazul unui flux termic staționar:

$$Q = Q_e + Q_i, \tag{176}$$

în care:

Q este cantitatea totală de căldură, cedată pereților spațiului motor;

Q_e — cantitatea de căldură eliminată prin răcire exterioară;

Q_i — cantitatea de căldură eliminată prin răcire interioară, datorită curentului de baleiaj.

Cantitățile de căldură de mai sus se referă la pereții interiori ai întregului spațiu motor, adică atît la suprafețele de mărime constantă, cît și la cele de mărime variabilă.

Ecuația (176) poate fi aplicată, evident, și la fiecare dintre suprafețe în parte.

Cantitatea de căldură care trece de la șarja cilindrului asupra pereților înconjurători de suprafață F, în intervalul elementar de timp $d\tau$, poate fi exprimată printr-o relație de forma:

$$dQ = \alpha_g F(T - T_{pi})d\tau, \tag{177}$$

în care:

α_g este coeficientul global de transmisie a căldurii de la șarjă la pereții cilindrului;

T — valoarea momentană a temperaturii șarjei cilindrului;

T_{pi} — temperatura pereților interiori.

În ce privește coeficientul de transmisie α_g, se poate afirma că pînă în prezent au fost recomandate multe formule, întocmite pe bază practică, respectiv teoretică, care urmăresc să înlesnească determinarea valorilor de transmitere a căldurii. Prin nici una dintre aceste relații, însă, nu puteau fi redate condițiile adevărate de transmitere a căldurii din cilindru. În special, nu pot fi exprimate în mod corespunzător stările reale de curgere din cilindru cu influențarea respec-

tivă a transmiterii de căldură. Nici variația spațială a coeficientului de transmisie nu poate fi redată prin aceste formule.

Cel mai des este folosită formula propusă de Nusselt încă în 1928, datorită concordanței bune cu rezultatele încercărilor, deși se bazează pe încercări cu motoare lente în care viteza medie nu depășește 5 $m \cdot s^{-1}$.

Nusselt a împărțit coeficientul de transmisie α_g de asemenea într-un factor de radiație α_r și într-unul de convecție, respectiv de contact α_c. Factorul de radiație exprimat prin formula:

$$\alpha_r = \frac{0{,}362}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1} \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{p_i}}{100}\right)^4}{T - T_{p_i}} [\text{kcal} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1} \cdot °\text{C}^{-1}] \quad (178)$$

care nu reprezintă decît cîteva procente din schimbul global de căldură, poate fi neglijat la mașinile termice cu pistoane libere, cu atît mai mult, cu cît fenomenele de turbulență din cilindrul motor al acestor mașini sînt mult mai accentuate decît la obișnuitele motoare termice. În timpul perioadei de baleiaj, care se realizează la mașinile cu pistoane libere cu debite mari de aer, ia naștere o macroturbionare elicoidală generală care se menține în bună parte în perioadele de compresiune și de ardere. Acest vîrtej este de multe ori accentuat în timpul arderii prin dispoziția tangențială a unor camere de ardere auxiliare. Afară de aceasta, la mașinile cu pistoane libere apar și microturbioane într-o măsură mult mai mare decît la motoarele obișnuite, din cauza dezvoltării locale a unor energii, prin ardere, deosebit de mari. Din aceste motive, în cazul mașinilor termice cu pistoane libere, schimbul de căldură are loc într-adevăr aproape exclusiv prin antrenarea molară a căldurii.

Membrul α_c al coeficientului de transmisie, după Nusselt, care exprimă transferul căldurii prin convecție și care prezenta o bună concordanță cu rezultatele încercărilor la motoarele lente:

$$\alpha_c = 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T} \, (1 + 1{,}24 \, w_m) \, [\text{kcal} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1} \cdot °\text{C}^{-1}] \quad (179)$$

a fost amintit la construcția ciclului motor. Tot acolo a fost prezentată și formula mai nouă a lui Eichelberg, a coeficientului de transmisie prin convecție:

$$\alpha_c = 2{,}1 \sqrt[3]{w_m} \sqrt{pT} \; [\text{kcal} \cdot \text{m}^{-2} \cdot h^{-1} \cdot °\text{C}^{-1}]. \quad (180)$$

Scanned with OKEN Scanner

Variația coeficientului de transmisie pe durata unui ciclu complet va putea fi astfel dedusă cu ajutorul formulelor de mai sus. Afară de diferențele mari dintre valorile momentane ale acestor mărimi, apar fără îndoială și oarecare diferențe spațiale ale acestora, care însă, după cum a demonstrat chiar Nusselt pe baza încercărilor sale, pot fi neglijate, astfel încît se vor putea calcula cu aceleași valori momentane ale coeficienților de transmisie pentru toate suprafețele spațiului motor.

Dacă se calculează coeficienții de transmisie a căldurii din pierderile termice rezultate în urma încercărilor mașinilor termice cu pistoane libere, atunci se ajunge la concluzia că valorile deduse pe baza formulei (180) (Eichelberg) ar fi prea mici pentru cilindrii motori cu înaltă supraalimentare a acestor mașini. Este interesant de menționat că valorile coeficienților de transmisie după Nusselt, deși deduse în baza unor încercări la motoare fără supraalimentare, corespund mai bine valorilor de la motoare cu înaltă supraalimentare. Pentru presiuni de supraalimentare de 3—6 ats, obișnuit întîlnite la mașinile cu pistoane libere, pot fi utilizate cu succes valori ale coeficienților de transmisie ce corespund mediei valorilor deduse din formulele (179) și (180).

Formula elementară a transmiterii căldurii (177) devine pentru un anumit interval de timp (1—τ)

$$Q = \int_1^{\tau} \alpha_g F (T - T_{p_i})\, d\tau, \tag{181}$$

respectiv prin introducerea valorilor de transmitere a căldurii:

$$Q = 0{,}99\,(1 + 1{,}24 w_m) \int_1^{\tau} p^{2/3} T^{1/3} (T - T_{p_i})\, F d\tau \tag{182}$$

sau

$$Q = 2{,}1 \sqrt[3]{w_m} \int_1^{\tau} p^{1/2} T^{1/2} (T - T_{p_i})\, F d\tau. \tag{183}$$

În cazul unui calcul de aproximație în mare poate fi calculat cu o jumătate din valoarea suprafețelor laterale ale cilindrului motor și cu o valoare medie a temperaturilor suprafețelor cilindrului și coeficienților de transmisie.

În cazul în care ar interesa numai valori aproximative ale cantităților de căldură eliminate prin răcire din șarja cilindrului, poate fi admisă o temperatură medie a întregului spațiu motor.

La calcule mai precise însă, trebuie să fie respectate diferențele locale ale temperaturilor suprafețelor spațiului motor și, în anumită măsură, și a coeficienților de transmisie.

Pentru pereții camerei de ardere, respectiv fundul pistonului, valorile suprafețelor F sînt constante și pot fi așezate în fața integralei. Pentru suprafețele laterale ale spațiului cursei trebuie calculat cu valori variabile ale suprafețelor.

Cantitatea globală de căldură Q, cedată de șarja cilindrului pereților spațiului motor, poate fi astfel împărțită practic într-o cantitate de căldură Q_1, care trece asupra suprafețelor de mărime constantă ale camerei de ardere, și într-o cantitate de căldură Q_2, cedată suprafețelor laterale ale spațiului cursei de mărime variabilă.

Se va obține astfel relația:

$$Q = Q_1 + Q_2. \tag{184}$$

Ce se înțelege prin suprafețele constante ale camerei de ardere și cele variabile ale spațiului cursei, atît la motoarele cu două contrapistoane, cît și la cele cu un singur piston, a fost explicat anterior.

Mai departe se va nota cantitatea de căldură cedată fundului de piston cu Q_{fp}, cea trecută asupra chiulasei — cu Q_{ch}, cea trecută asupra pereților laterali ai camerei de ardere — cu Q_{la}, iar cea trecută asupra pereților laterali ai spațiului cursei — cu Q_{lc}.

Determinarea cantității globale de căldură eliminată prin răcirea cilindrului motor este de importanță în primul rînd la dimensionarea sistemului de răcire în totalitatea sa. Afară de aceasta, ea interesează la stabilirea bilanțului general termo-energetic al mașinii, cum și la determinarea ciclului precis din cilindrul motor.

Dacă în schimb interesează temperaturile pereților, fie pentru a examina rezistența materialelor ori capacitatea de ungere a filmului de ulei, fie pentru a determina circulația mediului de răcire în elementele corespunzătoare ale cilindrului motor (chiulasă, pereții cilindrilor sau pistoane), atunci

Scanned with OKEN Scanner

va trebui calculat fluxul caloric prin pereții respectivi, adică vor trebui calculate separat cantitățile de căldură Q_{ip}, Q_{ch} și $Q_{la}+Q_{lc}$.

Se recomandă să se calculeze dinainte aceste cantități de căldură separat și, abia după aceasta, prin adunarea lor, căldura globală.

Va trebui să se procedeze în felul următor: se folosesc curbele de variație în timp a presiunii și temperaturii $p=f(\tau)$ și $T=f(\tau)$ ale șarjei cilindrului motor pe durata unui ciclu, deduse din diagrama ciclului motor. Afară de aceasta, este necesară reprezentarea variației în timp a coeficientului de transmisie $(\alpha_g, \alpha_c)=f(\tau)$ pentru un ciclu după relația (179) sau (180).

Valorile p, T și α_g sînt valabile practic pentru întregul spațiu motor.

Acum va trebui să se treacă la determinarea temperaturilor pereților interior T_p. Pentru aceasta va trebui întîi explicată variația temperaturilor în pereții cilindrului.

Se folosesc următoarele notații:

T_p — temperatura în peretele spațiului motor;

T_{pm} — valoarea medie a temperaturii camerei de ardere în jurul căreia oscilează temperatura cu amplitudinea corespunzător ordinului n;

T_{pe} — temperatura exterioară a pereților spațiului motor;

T_k — temperatura mediului de răcire;

α_k — coeficientul de transmisie de la pereții exteriori asupra mediului de răcire;

T_{pi} — temperatura pereților interiori ai spațiului motor;

T_{pim} — valoarea medie a temperaturii pereților interiori ai spațiului motor;

λ_p — conductivitatea termică a pereților spațiului motor;

γ — greutatea specifică a materialului pereților spațiului motor;

c — căldura specifică a materialului pereților spațiului motor;

$\frac{\lambda_p}{\gamma c}$ — difuzivitatea termică a materialului pereților, notată cu a (pentru fontă $a \approx 0{,}145\ m^2h^{-1}$).

Ecuația diferențială generală Fourier a conductibilității termice are următoarea formă:

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \frac{\lambda_p}{\gamma c}\left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2}\right). \quad (185)$$

Corespunzător faptului că mersul temperaturii în pereții spațiului motor revine unei repartiții medii staționare, peste care se suprapun oscilații de temperatură venind din partea gazului și înaintînd înspre interiorul pereților, ecuația de mai sus poate fi exprimată prin următoarele ecuații parțiale:

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \frac{\lambda_p}{\gamma c}\,\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2}, \quad (186)$$

ce reprezintă oscilația periodică a temperaturii, care depinde de adîncimea peretelui ca singură coordonată spațială — și

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = 0 \quad (187)$$

pentru repartiția staționară a cărei variație în timp este nulă.

Cu respectarea notațiilor de mai sus rezultă pentru ecuația (186) următoarea soluție generală:

$$T_p = T_{p_m} - bx + \sum_{n=1}^{\infty} C_n e^{-\sqrt{\frac{n\omega}{2a}}x} \cos\left(n\omega\tau - \sqrt{\frac{n\omega}{2a}}\,x - \delta n\right). \quad (188)$$

Aceasta arată că oscilațiile temperaturilor scad repede după o lege exponențială, propagîndu-se în perete numai pînă la o adîncime relativ redusă: 3—5 mm (fig. 61).

Dacă se notează cantitatea de căldură care trece printr-o suprafață la distanța x cu

$$dQ = -\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x}\, d\tau, \quad (189)$$

atunci cantitatea de căldură pe secundă este dată de relația:

$$q = \frac{dQ}{d\tau} = \lambda_p b +$$

$$+ \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_p \sqrt{2} C_n \sqrt{\frac{n\omega}{2a}}\, e^{-\sqrt{\frac{n\omega}{2a}}x} \times \cos\left(n\omega\tau - \sqrt{\frac{n\omega}{2a}}\,x - \delta n - \frac{\pi}{4}\right). \quad (190)$$

Cantitatea de căldură staționară care iese din perete, pentru $x=h$, are expresia:

$$\left(\frac{dQ}{d\tau}\right)_{x=h} = \lambda_p b,$$

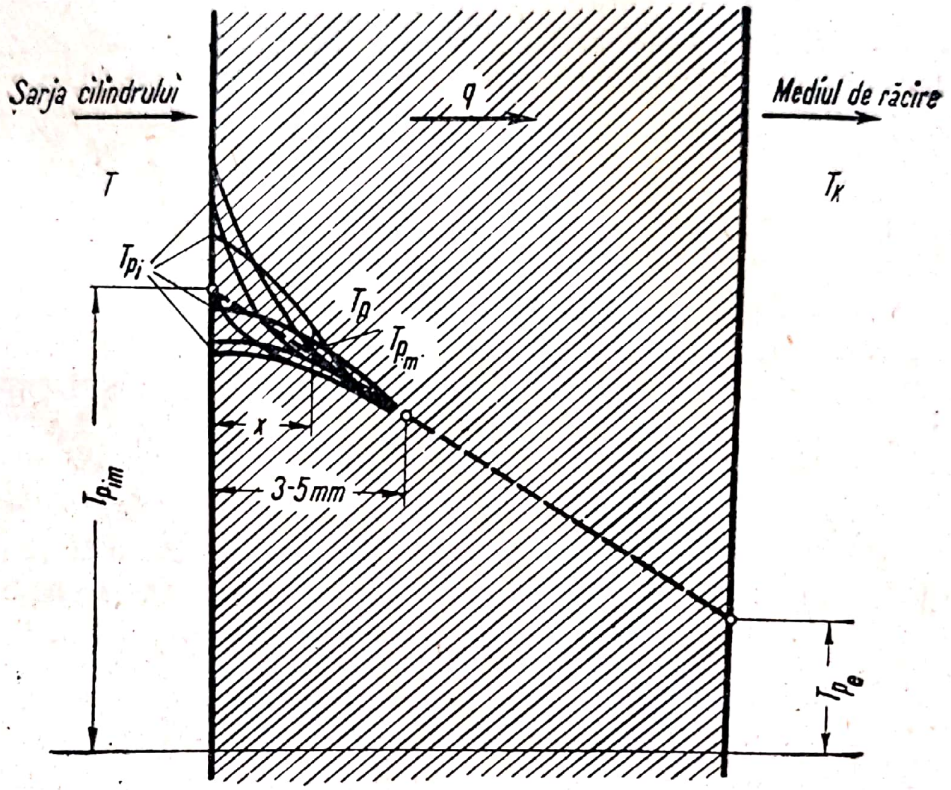


Fig. 61. Oscilațiile și repartiția temperaturilor din pereții spațiului motor.

care, egalată cu cantitatea de căldură cedată mediului de răcire, duce la relația:

$$\lambda_p b = \alpha_k (T_k - T_{pa}). \tag{191}$$

Pentru suprafața interioară a peretului cilindrului ($x=0$), ecuația (188) devine:

$$T_{pi} = T_{pim} + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos(n\omega\tau - \delta n). \tag{192}$$

Astfel, cantitatea de căldură care trece de la șarja cilindrului asupra pereților spațiului motor este:

$$q = \left(\frac{dQ}{d\tau}\right)_{x=0} = \lambda_p b + \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_p \sqrt{2} C_n \sqrt{\frac{n\omega}{2a}} \cos\left(n\omega\tau - \delta n + \frac{\pi}{4}\right).$$

Egalînd cantitățile de căldură, se obține:

$$\alpha_g (T - T_{p_i}) = \lambda_p b + \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_p \sqrt{2} C_n \sqrt{\frac{n\omega}{2a}} \cos\left(n\omega\tau - \delta n + \frac{\pi}{4}\right). \quad (193)$$

În relația de mai sus, oscilațiile de temperatură ale pereților T_{p_i} pot fi neglijate față de cele ale temperaturii T, iar valorile variabile T_{p_i}, înlocuite printr-o valoare medie constantă $T_{p_{im}}$.

Trebuie scos în evidență că oscilațiile temperaturilor pereților interiori sînt de importanță la mașinile cu turații, respectiv, pulsații lente. Astfel, amplitudinea maximă în condiții normale de sarcină, în cazul a 100—200 oscil/min, este de circa 20—10°C și scade la frecvențele mai mari în raportul $\frac{1}{\sqrt{n}}$.

La mașiniile termice cu pistoane libere actuale, la care frecvența oscilațiilor pistoanelor libere este mai mare decît 500 oscil/min (cea mai mică frecvență fiind cea a mașinii C.B. cu $n=555$ oscil/min), se poate admite un mers simplificat al calculelor cu temperaturi constante ale suprafețelor interioare ale pereților camerei de ardere. Temperatura suprafețelor interioare ale pereților camerei de ardere va putea fi dedusă, în acest caz, într-un mod simplu din fluxul termic staționar al regimului permanent.

Fluxul termic staționar care străbate pe secundă pereții spațiului motor, egal cu cantitatea de căldură trecută de la șarja de gaze asupra pereților spațiului motor, duce la ecuația:

$$q_{stat} = \frac{T_{p_i} - T_k}{\frac{h}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_k}} = (\alpha_g T)_m - \alpha_{g_m} T_{p_i}. \quad (194)$$

De aici rezultă temperatura suprafețelor interioare T ale spațiului motor, după cum urmează:

$$T_{p_i} = \frac{(\alpha_g T)_m + \frac{1}{\frac{h}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_k}} T_k}{\alpha_{g_m} + \frac{1}{\frac{h}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_k}}}. \quad (195)$$

Deoarece curbele de variație în timp $T=f(\tau)$ și $\alpha_g=f(\tau)$ au fost construite anterior, curba produselor $\alpha_g T=f(\tau)$ va putea fi de asemenea ușor construită. Prin planimetrarea ariilor de sub curbele $\alpha_g T=f(\tau)$ și $\alpha_g=f(\tau)$, se obțin valorile medii $(\alpha_g T)_m$ și α_{gm}.

După adoptarea temperaturii T_k a mediului de răcire (p. 204) și a coeficientului de transmisie α_k, toate mărimile din relația (195) devin cunoscute.

Temperatura peretelui interior astfel obținută nu reprezintă decît o valoare teoretică a temperaturii, calculată pe baza trecerii echivalente a căldurii în regim staționar și care corespunde numai aproximativ valorilor reale ale temperaturilor suprafețelor interioare. Întrucît temperaturile suprafețelor interioare ale fundurilor pistoanelor, respectiv ale chiulasei, prezintă diferențe locale apreciabile, cantitatea reală de căldură transmisă de la gaze asupra acestor suprafețe nu corespunde întrutotul valorilor calculate anterior în ipoteza unor diferențe de temperatură $(T—T_{p_i})$ invariabile cu locul. A ține seamă de diferențele locale de temperatură ar duce în schimb la calcule prea complicate și anevoioase.

În sensul relației (181) va trebui acum construită și curba diferențelor de temperatură $(T—T_{p_i})=f(\tau)$ pentru fundul pistonului, respectiv pentru capac (chiulasă). Aceasta rezultă însă în mod simplu, însemnînd printr-o orizontală valoarea constantă T_{p_i} peste curba $T=f(\tau)$ (fig. 62). Distanțele dintre aceste două curbe reprezintă valorile diferențelor de temperatură căutate. Deoarece limita de temperatură de 250°C a pereților cilindrilor este de obicei atinsă la mașinile cu pistoane libere atît de solicitate din punct de vedere termic, fiind chiar depășită cu mult la pereții fundurilor de pistoane, respectiv chiulase, apar în timpul baleiajului diferențe negative de temperatură $(T—T_{p_i})$ de 50—100°C, care pot fi folosite la răcirea interioară prin aerul de baleiaj. În cazul unor compresiuni reduse ale aerului cu temperaturi corespunzătoare joase, sau chiar în cazul unei răciri intermediare a aerului de baleiaj, aceste diferențe devin și mai pronunțate.

Prin înmulțirea valorilor, $\alpha_g\ (T—T_{p_i})$, obținem variația în timp a fluxului specific $q=\alpha_g\ (T—T_{p_i})$ [kcal·m^{-2}·h^{-1}], (fig. 62). Aceste curbe vor trebui construite separat pentru fundul pistonului și chiulasă, deoarece valorile T_{p_i} ale acestor două suprafețe sînt diferite și numai curba α_g este valabilă pentru

întreaga cameră de ardere. Prin planimetrare se obține valoarea medie a fluxului specific de căldură, egal cu fluxul staționar, conform relației:

$$q_{st} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \alpha_g (T - T_{p_i})\, d\tau \ [\text{kcal} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}], \qquad (196)$$

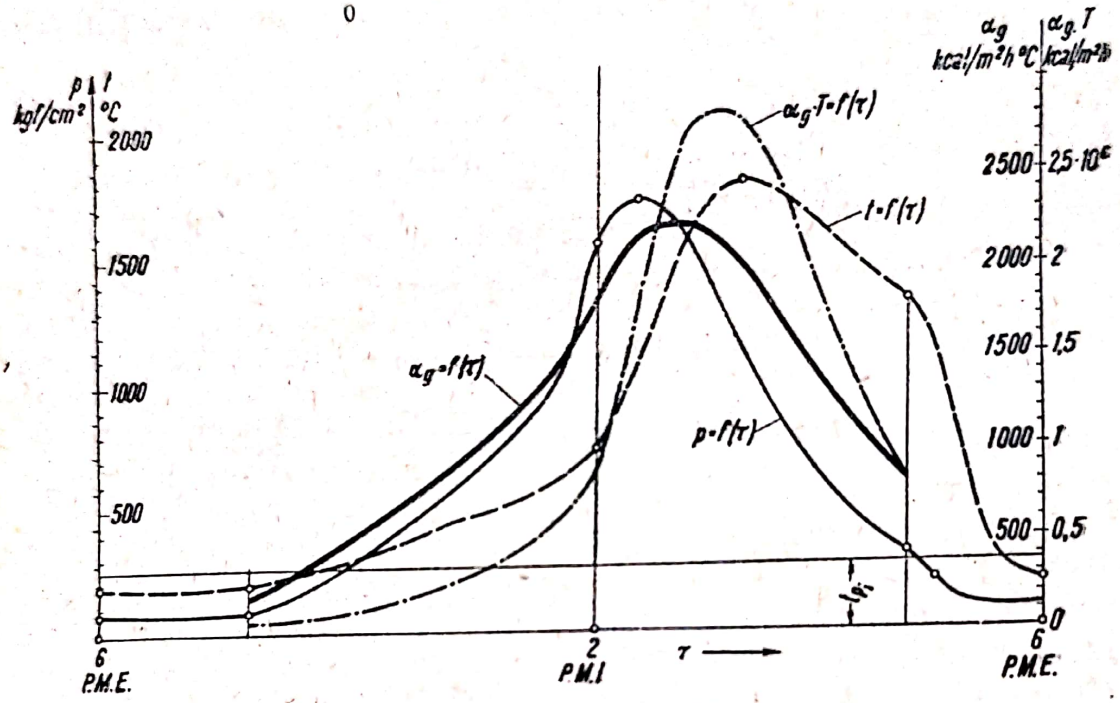


Fig. 62. Curbă comparativă a coeficientului de transmisie α_g în funcție de timp.

și care corespunde cantității de căldură constant cedată pe oră și metru pătrat de suprafață mediului de răcire.

După cum se poate deduce din alura curbei $q = f(\tau)$, trecerea părții principale a căldurii de la șarja cilindrului asupra pereților spațiului motor are loc în timpul perioadei de ardere și la începutul celei de destindere. Cu cît procesul arderii în vederea limitării presiunii maxime se va întinde, cu atît și cedarea căldurii în perioada de destindere se va prelungi. Din aceeași diagramă rezultă și trecerea inversă a căldurii de la pereții spațiului motor asupra șarjei cilindrului în timpul perioadei de baleiaj, din care pot fi trase anumite concluzii asupra eficacității răcirii interioare prin aerul de baleiaj.

Dacă se înmulțesc valorile q, respectiv q_{stat}, cu suprafețele corespunzătoare ale spațiului motor și se respectă durata

unui ciclu, se obține cantitatea de căldură Q_{fp}, respectiv Q_{ch}, cedată în timpul unui ciclu fundului pistonului, respectiv chiulasei, conform relației (181).

Față de cantitățile de căldură cedate fundului de piston, respectiv chiulasei, trecerea căldurii asupra suprafețelor laterale ale spațiului cursei are loc într-un mod mult mai complicat, deoarece afară de variațiile coeficienților de transmisie α_g și a temperaturilor șarjei T, mai variază și suprafețele expuse acestui schimb de căldură și, în plus, temperaturile suprafețelor interioare ale cilindrului prezintă variații în direcția axei cilindrului.

E recomandabil ca în cursul soluționării grafo-analitice a problemei schimbului de căldură, să se impartă suprafața laterală a cilindrului în mai multe (circa $n=7$) zone inelare.

Pe baza curbelor cunoscute, deplasare-timp (volum-timp), redate încă o dată în fig. 63, pot fi trecute în diagrama curbelor evolutive α_g, respectiv q, atit începutul descoperirii, cît și sfîrșitul acoperirii în timpul cursei de destindere, respectiv al celei de compresiune, pentru fiecare dintre cele n zone inelare. Prin aceasta se stabilesc domeniile schimbului de căldură, respectiv ale temperaturilor șarjei de aer și ale coeficienților de

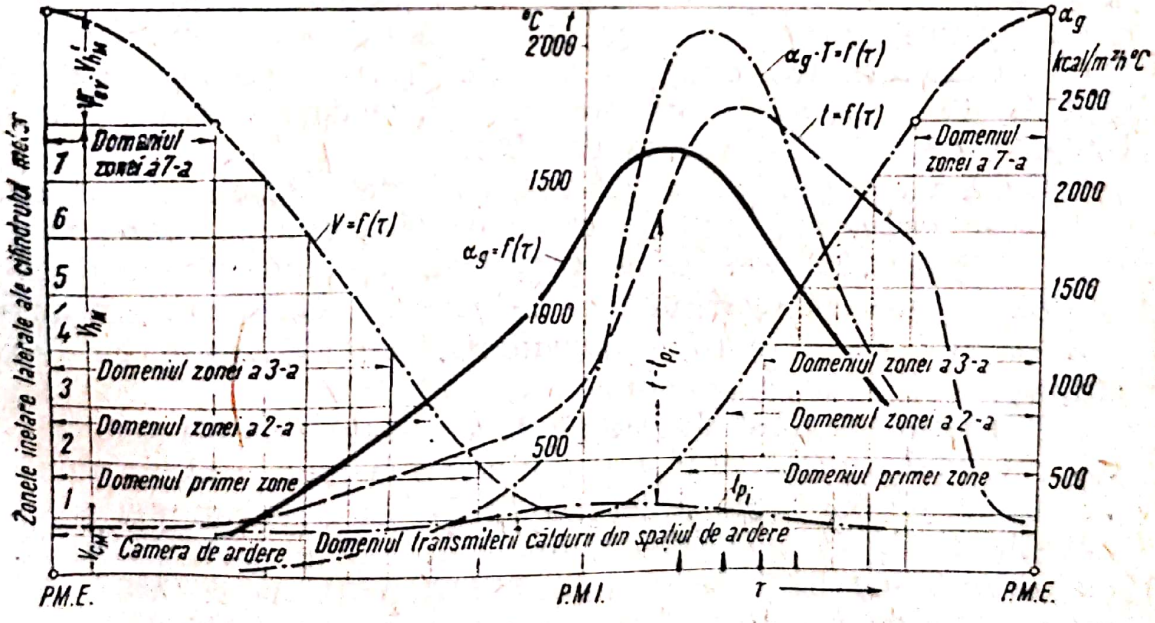


Fig. 63. Transmiterea căldurii la pereții laterali ai cilindrului motor.

transmisie, valabile pentru zonele inelare corespunzătoare. Astfel, de exemplu, pentru pereții laterali ai camerei de ardere este valabil domeniul corespunzător întregului ciclu; pentru

prima zonă inelară, domeniul îngustat la centru cu dublul duratei de expunere pînă la prima zonă, și așa mai departe. Urmează calculul valorilor T_{p_i} după formula (195), planimetrarea suprafețelor cu scopul determinării valorilor medii α_{gm} și $(\alpha_g T)_m$ avînd loc numai în domeniul corespunzător zonei respective. Acum vor putea fi determinate, de asemenea pe cale grafo-analitică, pentru fiecare zonă inelară, curbele fluxului de căldură, ale fluxului staționar, precum și cantitatea de căldură primită de suprafața zonei inelare respective, în timpul unui ciclu, respectîndu-se relația (194). Prin adunarea acestor cantități de căldură se obține cantitatea totală de căldură trecută asupra suprafeței laterale a spațiului cursei (cilindru). După cum se vede, procedeul acesta este destul de anevoios, dar duce în schimb la rezultate satisfăcătoare.

Pe cînd partea de căldură Q_e eliminată prin răcire exterioară trece asupra mediului de răcire permanent prin fluxul staționar de căldură, eliminarea cantității de căldură Q_i prin răcire interioară are loc numai în timpul procesului de baleiaj, și anume cînd trecerea căldurii de la șarja cilindrului asupra pereților camerei de ardere încetează. Întoarcerea unei părți din căldura intrată în pereții camerei de ardere diminuează cantitatea de căldură eliminată în ipoteza unei răciri exclusiv exterioare, conform relației (176). Datorită acestui fapt nu mai persistă condițiile anterioare care au dus la stabilirea formulei (194), respectiv (195).

Dacă va trebui să se țină seamă de răcirea interioară, cum este cazul la mașinile termice cu pistoane libere, relațiile (194) și (195) vor trebui corectate, scăzînd întîi din cantitatea de căldură Q cantitatea de căldură Q_i reîntoarsă asupra aerului de baleiaj și considerînd numai restul ca flux staționar de căldură.

Formulele schimbului de căldură ale lui Nusselt sînt valabile în mod riguros numai la cilindrul închis și chiar atunci numai în perioada de ardere, deși Nusselt însuși le-a putut extinde cu bune rezultate în mod practic asupra întregului ciclu. Perioada de baleiaj, în schimb, nu poate fi simplu înglobată în ciclu folosind aceleași formule ale schimbului de căldură. Pentru această perioadă ar putea fi utilizată formula preconizată de Nusselt pentru evacuarea anticipată la motoarele în doi timpi:

$$\alpha = C \cdot w_m^{0,75} \sqrt[3]{p^2 T}. \qquad (197)$$

Scanned with OKEN Scanner

Ca viteză medie w_m vine în considerație viteza medie de curgere a aerului de baleiaj. Deoarece gradul de turbionare este foarte diferit, depinzînd de caracteristicile sistemului de baleiaj, ar mai fi de verificat experimental dacă valorile propuse pentru C, cuprinse între 1 și 1,7, își pot menține valabilitatea asupra întregului proces de baleiaj. Ca diferențe de temperatură ce vin în considerație pentru schimbul de căldură pot fi socotite valorile $T_{p_i} - T_s$, în care T_{p_i} este temperatura cunoscută a fundului de piston, respectiv a chiulasei (pentru pereții cilindrului se poate întrebuința pentru T_{p_i} o valoare medie a temperaturilor suprafețelor interioare de cilindru); T_s este temperatura medie a aerului de baleiaj.

Mai există posibilitatea de a folosi pentru trecerea căldurii asupra aerului de baleiaj formula lui Nusselt pentru coeficientul de transmisie în cazul curgerii prin țevi drepte:

$$\alpha_s = K\lambda^{0,214}\,(w\gamma\, c_p)^{0,786}, \tag{198}$$

în care:

$$K = 0{,}0344\, d^{0,05} \cdot l^{-0,27};$$

$d \approx D$ este diametrul caracteristic care poate fi admis egal cu diametrul cilindrului;

l — lungimea caracteristică ce poate fi admisă egală cu lungimea medie a drumului de baleiaj;

λ — conductivitatea termică a aerului de baleiaj corespunzător relației:

$$\lambda = \lambda_0 \frac{273 + C}{T_s + C}\left(\frac{T_s}{273}\right)^{3/2} \text{ [kcal/m·h·°C]};$$

λ_0 — conductivitatea termică a aerului de baleiaj la 0°C ($\lambda_0 = 0{,}0192$ kcal/m·h·°C);

C — o constantă ($C = 125$);

w — viteza aerului de baleiaj [m/s].

Pentru a mări eficacitatea răcirii interioare, poate fi folosită injectarea de apă în stare fin pulverizată în curentul de baleiaj. O parte din picăturile de apă se vaporizează chiar în curentul de baleiaj și, coborînd temperatura sa, exercită un efect de activare asupra schimbului de căldură.

Cu toate că curgerea aerului de baleiaj reprezintă o mișcare de aer viu turbionată, numai un anumit procentaj W_i al apei pulverizate în acest curent poate veni în contact cu

suprafețele interioare ale camerei de ardere absorbind din acesta prin vaporizare o anumită cantitate de căldură. Acest procentaj, care după aprecierea autorului poate reprezenta circa 20—30%, depinde de condițiile de rulaj al turbioanelor de aer, putînd fi determinat precis numai prin încercări.

Ca urmare a reducerii temperaturii aerului de baleiaj provocată de vaporizarea apei, scad în mică măsură atît entalpia aerului de baleiaj, cît și temperatura și entalpia gazelor de lucru, avînd drept urmare posibilitatea unei mici scăderi a randamentului global al mașinii în măsura reducerii gradului de încălzire al gazelor de lucru θ.

Pulverizarea apei în curentul de baleiaj nu atrage de altfel după sine nici un inconvenient. Faptul că îmbogățirea șarjei cilindrului cu vapori de apă mărește căldura specifică a acesteia, rezultînd o scădere mică a randamentului ciclului motor, este de mică importanță, putînd fi de altfel înlăturat prin încetarea pulverizării apei în curentul de aer spre sfîrșitul baleiajului și terminarea baleiajului cu aer curat.

În istoricul dezvoltării motoarelor cu ardere internă, pulverizarea apei în cilindrul motorului poate fi întîlnită deseori; de obicei, însă, nu pentru a activa răcirea interioară prin aerul de baleiaj, ca în cazul de față, ci mai mult pentru a preîntîmpina anumite fenomene de detonație, respectiv de scindare a combustibilului în timpul arderii la funcționarea cu păcură. Uneori s-au făcut și propuneri de a pulveriza apă în șarja cilindrului în scopul unei răciri interioare. În tot cazul, la pulverizarea apei în curentul de baleiaj va putea fi întrebuințată numai apă dulce, și numai după o decantare corespunzătoare a pietrei de var.

Repartiția temperaturii în cilindrul motor al unei mașini termice cu pistoane libere este reprezentată în fig. 64.

Cantitățile de căldură primite de pereții spațiului motor, care au fost calculate anterior, trebuie cedate mediului de răcire pentru a fi apoi eliminate din mașina de forță.

Schimbul de căldură de la cilindrul motor și chiulasă (în cazul cînd aceasta există) la fluidul de răcire nu prezintă dificultăți deosebite, afară de faptul că este vorba despre cantități de căldură neobișnuit de mari, care reprezintă de 3—5 ori valorile întîlnite la motoarele cu ardere internă obișnuite, ceea ce obligă la adoptarea unor măsuri speciale, ca mărirea suprafețelor de transfer al căldurii prin dispoziția unor aripi de răcire și a unor forme adecvate ale spațiului prin care cir-

Scanned with OKEN Scanner

culă fluidul de răcire, în vederea obținerii unei circulații raționale cu mare viteză a acestui fluid.

La motoarele obișnuite cu ardere internă, partea principală a căldurii primite de fundul pistonului este canalizată peste segmenții și pereții cilindrului spre lichidul de răcire.

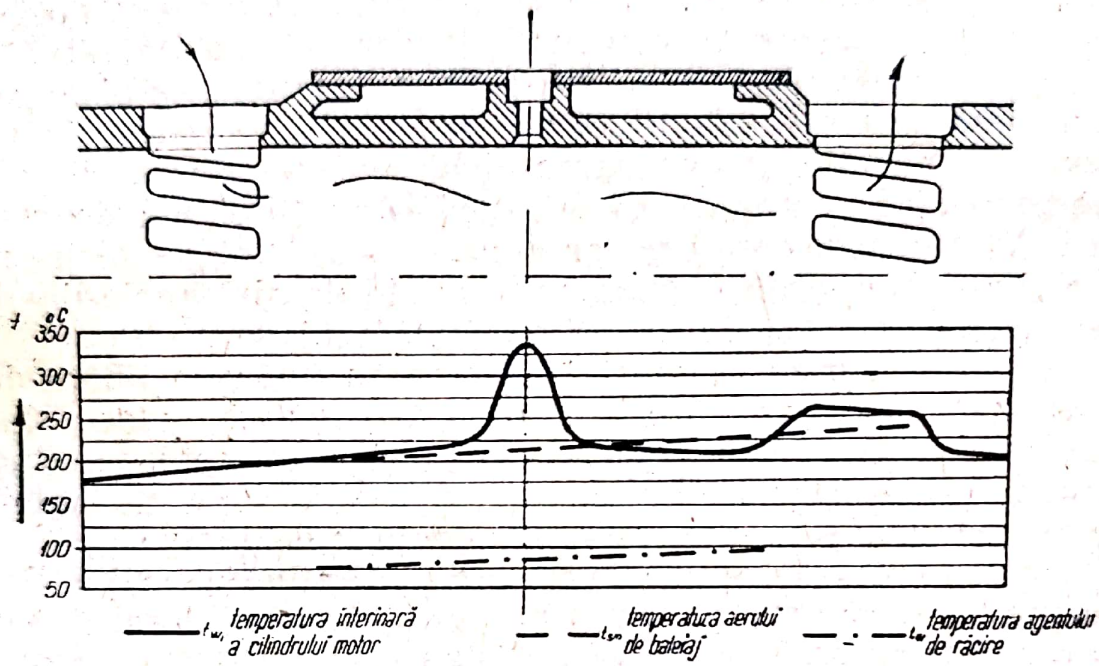


Fig. 64. Repartiția temperaturii în cilindrul motor al unui generator de gaze cu pistoane libere.

Restul căldurii se elimină parte prin intermediul uleiului de ungere, parte prin ventilația datorită aerului din carter. La pistoanele mașinilor termice cu pistoane libere cu solicitare termică foarte intensă, căldura eliminată prin segmenți n-ar putea să scadă suficient nivelul termic al capului pistonului, astfel încît temperaturile înalte ale zonei segmenților ar provoca în scurt timp o cocsificare a uleiului de ungere în jurul segmenților, urmată de griparea și distrugerea acestora.

Trebuie subliniat că, la toate motoarele cu ardere internă, partea pistonului cea mai mult periclitată în urma solicitărilor termice este de obicei zona segmenților în care poate să apară distrugerea segmenților descrisă mai sus. Aceasta nu înseamnă că nu pot surveni fisuri în fundul pistonului datorită unor suprasolicitări termice; acestea vor putea fi însă mai ușor evitate prin măsuri constructive, astfel încît atenția principală va trebuie îndreptată tot asupra zonei segmenților. Din această cauză, răcirea interioară a pistoanelor libere prin

intermediul unui fluid de răcire, ca la motoarele cu ardere internă mai mari, nu poate fi evitată.

La mașinile termice cu pistoane libere, aducția și evacuarea lichidului de răcire pentru piston se prezintă mult mai simplu decît la motoarele termice obișnuite, din cauza accesului relativ ușor. În fig. 65 se vede cît de simplă este dispoziția țevilor telescopice pentru conducerea lichidului de răcire a pistoanelor libere la toate mașinile termice cu pistoane libere față de motoarele termice obișnuite. Din aceeași figură rezultă și aducția și evacuarea lichidului de răcire. Țevile telescopice se compun dintr-o țeavă centrală fixată de carcasa mașinii prin care are loc aducția lichidului de răcire și care este înconjurată de manșoane fixate de pistoanele libere prin care se efectuează evacuarea lichidului de răcire.

La unele forme de mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior", (GS-34), etanșarea manșoanelor telescopice mobile se face printr-o garnitură exterioară, pe cînd la alte forme manșoanele telescopice mobile poartă singure inelele de etanșare asemenea segmenților de piston.

Lichidul de răcire udă în interiorul pistonului întîi mijlocul fundului de piston, pentru a curge apoi lateral peste zona segmenților. Aceasta se întîmplă contrar modului uzual la motoarele obișnuite, la care intrarea lichidului de răcire are de obicei loc în dreptul zonei segmenților pentru a o răci sigur și abia după aceasta să atingă regiunea mai înfierbîntată a fundului de piston. Aducția mai simplă a lichidului de răcire face ca la mașinile cu pistoane libere să se lucreze cu cantități de lichid mai mari, astfel încît alegerea locului de intrare să nu mai fie atît de importantă. La unele execuții s-a prevăzut o curgere energică a lichidului de-a lungul unor aripioare de răcire dispuse pe fundul pistonului. O astfel de măsură este folosită și la formele mai noi ale unor mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior", (SIGMA GS-34).

Drept lichide de răcire vin în considerație practic numai apa și uleiul. La mașinile cu pistoane libere nu ar fi de semnalat deosebiri în ce privește dificultățile la aducția celor două lichide amintite, ceea ce nu este cazul la motoarele obișnuite cu ardere internă, la care răcirea cu apă prezintă totdeauna dificultăți mai mari de etanșare spre uleiul din carter. În cazurile cunoscute ale mașinilor cu pistoane libere se întrebuințează la răcirea pistonului numai ulei, care va putea fi folosit și la ungere.

Scanned with OKEN Scanner

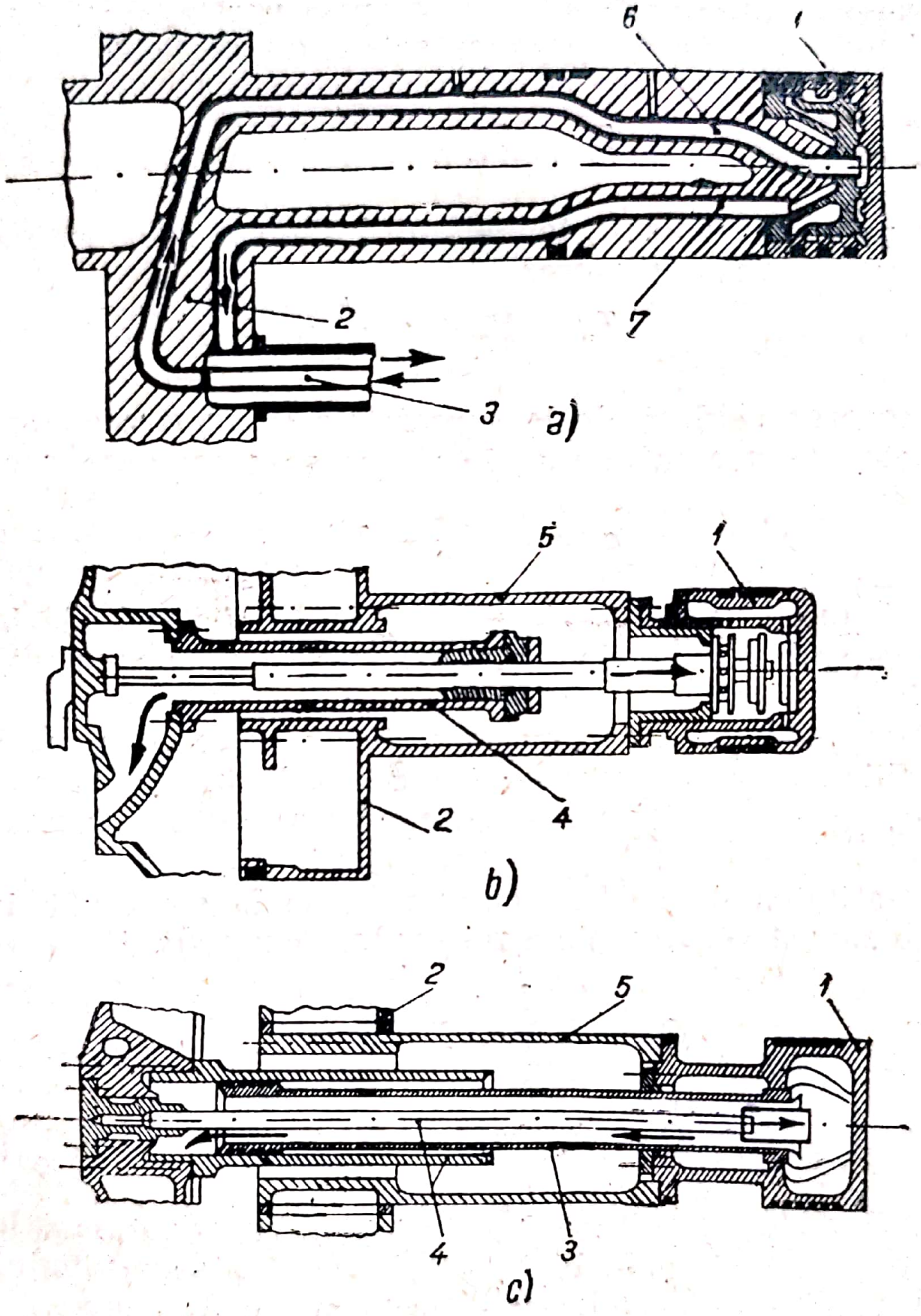


Fig. 65. Răcirea interioară a pistoanelor la mașinile termice cu pistoane libere:

1 — treapta motoare a pistonului liber; *2* — treapta compresoare; *3* — conductă telescopică (mobilă); *4* — conductă telescopică (fixă); *5* — piesă de legătură; *6* — conducta de aducțiune a uleiului de răcire; *7* — conducta de plecare a uleiului de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

Fluxul staționar de căldură q_{st} prin pereții spațiului motor stabilit anterior se produce sub o diferență de temperatură:

$$T_{p_i} - T_{p_e} = q_{st} \frac{h}{\lambda_p}, \tag{199}$$

din care se pot calcula temperaturile suprafețelor exterioare ale pereților spațiului motor:

$$T_{p_e} = T_{p_i} - q_{st} \frac{h}{\lambda_p}. \tag{200}$$

Trecerea căldurii de la suprafețele exterioare ale spațiului motor asupra lichidului de răcire se efectuează conform relației:

$$q_{st} = \alpha_k (T_{p_e} - T_k). \tag{201}$$

Această relație nu duce la valori noi. Coeficienții de transmisie α_k spre mediul de răcire au fost de asemenea utilizați anterior în relațiile (194) și (195).

Aceste formule, care pot fi utilizate cu succes pentru pereții cilindrului motor și pentru chiulasă (în caz că există), nu vor putea fi utilizate singure pentru calculul răcirii pistonului.

Cantitatea de căldură care trece de la șarja cilindrului asupra suprafeței frontale a pistonului F_K rezultă din relațiile:

$$Q_K = F_K \int_0^{\tau} \alpha_c (T - T_{K_i})\, d\tau; \tag{202}$$

$$Q_K = F_K [(\alpha_g T)_m - \alpha_{g_m} T_{K_i}]. \tag{203}$$

Această căldură trece parte asupra uleiului de răcire și parte prin pereții laterali ai pistonului, respectiv segmenții pistonului, și prin pereții cilindrului asupra apei de răcire.

Astfel este valabilă relația:

$$Q_K = Q_{K\text{-ulei}} + Q_{K\text{-apă}}, \tag{204}$$

în care:

$Q_{K\text{-ulei}}$ este căldura transmisă uleiului;
$Q_{K\text{-apă}}$ — căldura transmisă apei.

Mai departe, poate fi scris

$$Q_{K\text{-}ulei} = \frac{F_K + F_{K\text{-}ulei}}{2} q_{ulei} = \frac{F_K + F_{K\text{-}ulei}}{2} \cdot \frac{T_{K_i} - T_{ulei}}{\frac{\delta_{K\text{-}ulei}}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_{ulei}}}, \quad (205)$$

în care:

T_{K_i} este temperatura suprafeței frontale a pistonului;

$F_{K\text{-}ulei}$ — suprafața interioară eficace a pistonului în contact cu uleiul de răcire (suprafața interioară a pistonului măsurată pînă la mijlocul zonei segmenților);

$\frac{F_{K\text{-}ulei}+F_K}{2}$ — suprafața medie de curgere a fluxului caloric în direcția spre uleiul de răcire;

T_{ulei} — temperatura absolută medie a uleiului de răcire;

$\delta_{K\text{-}ulei}$ — grosimea peretelui pistonului (în direcția uleiului);

λ_K — conductivitatea termică a materialului pistonului;

α_{ulei} — coeficientul de transmitere a căldurii asupra uleiului.

Partea de căldură cedată de piston apei de răcire rezultă din formula:

$$Q_{K\text{-}apă} = \frac{F_K + F_{K_S}}{2} q_{K\text{-}apă} = \frac{F_K + F_{K_S}}{2} \cdot \frac{T_{K_i} - T_{apă}}{\frac{\delta_{K\text{-}apă}}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_m} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{1}{\alpha_{apă}}}, \quad (206)$$

în care:

F_{K_S} este suprafața laterală a pistonului;

$\frac{F_K + F_{K_S}}{2}$ — suprafața medie de curgere a fluxului caloric în direcția spre apa de răcire;

$\delta_{K\text{-}apă}$ — lungimea fluxului caloric prin piston în direcția spre apa de răcire;

δ_z — grosimea peretelui cilindrului;

$\alpha_{apă}$ — coeficientul de transmitere a căldurii asupra apei;

α_m — coeficientul de transmitere a căldurii echivalentă, corespunzătoare peliculei de lubrifiant dintre piston și cilindru;

$T_{apă}$ — temperatura medie a apei de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

Coeficientul α_m se calculează cu relația:

$$\alpha_m = \frac{\alpha_{R_z} F_R + \alpha_{K_z} F_{KS}}{F_R + F_{KS}}, \qquad (207)$$

în care:

α_{R_z} este coeficientul de transmitere segment-peretele cilindrului prin pelicula de ulei foarte subțire ($\alpha_{R_z} = 10\,000$ kcal $\cdot$ m$^{-2} \cdot$ h$^{-1} \cdot$ °C^{-1});

α_{K_z} — coeficientul de transmitere piston-peretele cilindrului

($\alpha_{K_z} = \lambda_{ulei}/\delta_{K_z} \approx 0{,}12/5 \cdot 10^{-5} \approx 2\,400$ kcal$\cdot$m$^{-2} \cdot$ h^{-1} °C^{-1});

F_R — suprafața de contact a segmenților cu peretele cilindrului.

Cu ajutorul relațiilor (203), (204), (205) și (206) se pot determina, după cîteva încercări, cotele de căldură $Q_{K\text{-}ulei}$ și $Q_{K\text{-}apă}$. Calculul căldurii Q_K din formula (203) are loc pe baza expunerii anterioare. Fig. 66 reprezintă schematic trecerea căldurii asupra pistonului și, în continuare, asupra apei de răcire și a uleiului de răcire. În același timp a fost redată și căderea corespunzătoare a temperaturilor.

Pentru coeficienții de transmisie, care depind în primul rînd de viteza lichidului de răcire și care variază într-o anumită privință și după constituția suprafeței pereților, vin în considerație următoarele valori: la răcirea cu apă și la viteze de circulație de 1—5 m$\cdot$s^{-1}, $\alpha_k = \alpha_{apă} \approx 1\,800 \ldots 4\,000$ kcal$\cdot$m$^{-2}\cdot$h$^{-1}\cdot$°C^{-1}. Valori acceptabile dă formula $\alpha_{apă} = 400 + 1\,800\sqrt{w}$, w fiind viteza de circulație a apei. Coeficienții de transmisie pentru ulei α_{ulei} vor fi atunci micșorați în proporția $\alpha_{ulei}/\alpha_{apă} \approx 0{,}05 \ldots 0{,}08$. Ca temperaturi de intrare a lichidului de răcire pot fi admise 25—30°C pentru apă și 30—35°C pentru ulei. Temperatura medie de ieșire a apei de răcire nu trebuie să depășească 50°C și cea a uleiului 60°C, din cauza pericolului de descompunere a uleiului și a depunerilor crustelor de cocs pe fundul înfierbîntat al pistonului. Se poate admite astfel o creștere medie a temperaturilor de 20—25°C la răcirea cu apă și 25—30°C la răcirea cu ulei, cum și temperaturi medii de 30—40°C pentru apă și 40—50°C pentru ulei. Acestea vor putea fi folosite la formulele (194) și (195). Valorile mai mici ale temperaturii sînt valabile pentru suprafețele atinse întîi de lichidul de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

La unele mașini cu pistoane libere, temperaturile lichidelor de răcire sînt puțin mai ridicate. Astfel, la mașinile SIGMA temperatura de intrare a apei de răcire a cilindrului este de 56°C; tot așa și cea a uleiului pentru răcirea pistonului. Temperaturile de ieșire sînt de 66°C la apa de răcire și 70°C la uleiul de răcire.

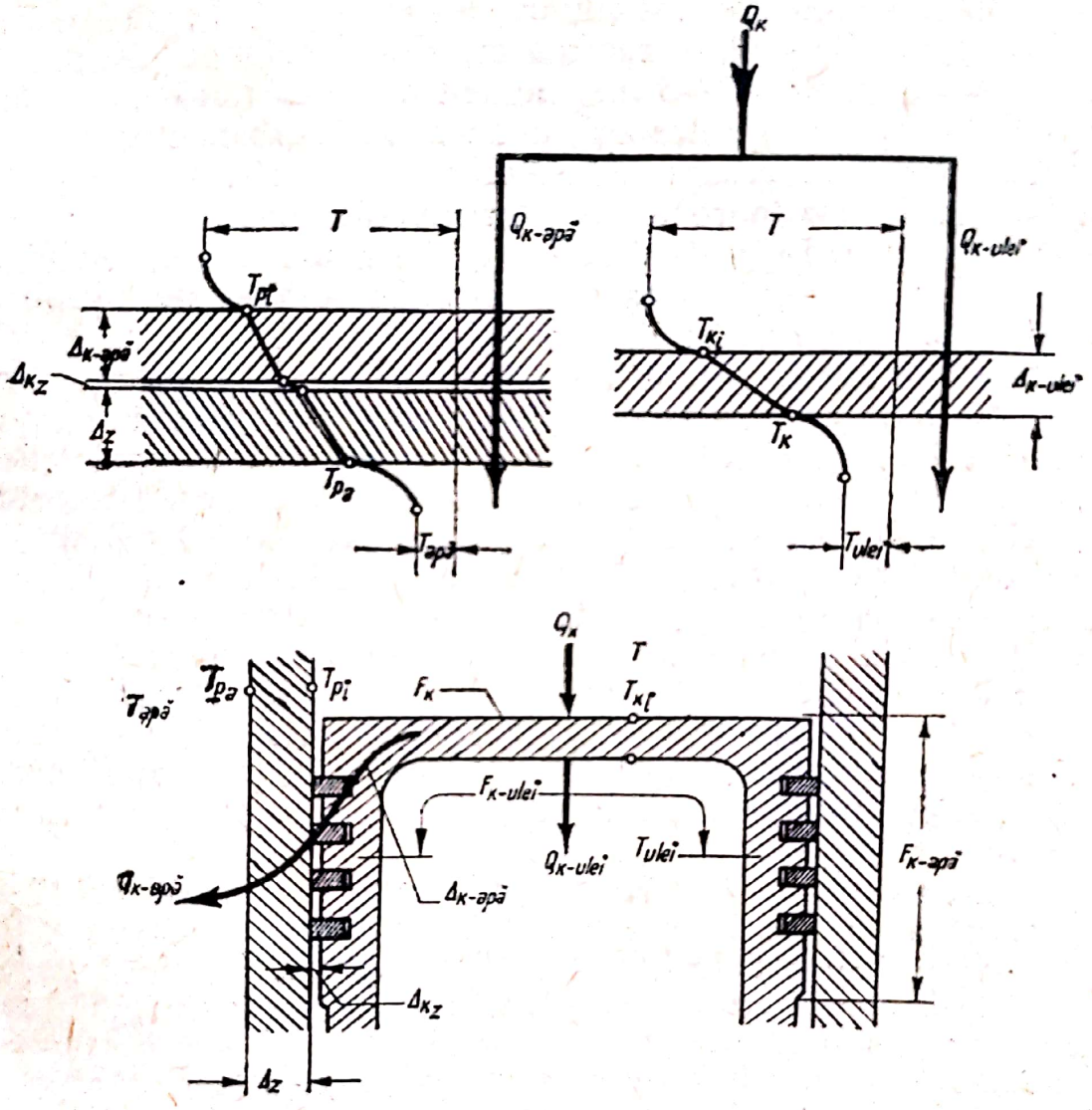


Fig. 66. Schema trecerii căldurii asupra pistonului și mediului de răcire.

Calculînd cu o căldură specifică a uleiului de răcire de 0,4—0,5 kcal/kg°C, se poate vedea că la ulei capacitatea de răcire reprezintă numai 60% din cea a apei. Pe cînd 1 kg de apă poate primi circa 20—25 kcal, 1 kg de ulei nu primește decît 10—15 kcal, în condițiile de răcire arătate.

Cantitatea de căldură care trece pe secundă asupra fundului pistonului fiind cunoscută, rezultă cantitatea lichidului de răcire a pistonului pe secundă din relația:

$$Q_{fp_{sec}} = (20 \dots 25)\, G_{apă_{sec}} = (10 \dots 15)\, G_{ulei_{sec}} \qquad (208)$$

Secțiunile de trecere trebuie să corespundă unei viteze medii de curgere de maximum 5—6 $m \cdot s^{-1}$, la răcirea cu apă, și de 2—3 $m \cdot s^{-1}$, la răcirea cu ulei. Presiunea uleiului de răcire să nu fie sub 4—5 ats, pentru a evita ruperea coloanei de ulei în conducta telescopică de aducție, respectiv ciocniri ale fragmentelor coloanei la accelerațiile mari ale pistoanelor libere, corespunzătoare unor viteze medii de circa 9 $m \cdot s^{-1}$ și unor frecvențe de peste 1 000 oscil./min. La unele mașini cu pistoane libere se folosește o presiune a apei de răcire de 3,65 kgf/cm^2, iar a uleiului, de 5 kgf/cm^2.

Din cantitatea totală de căldură eliminată prin răcirea spațiului motor, care la mașinile termice cu pistoane libere reprezintă circa 16—20% din căldura dezvoltată prin ardere în cilindrul motor, circa 35% — adică 6—7% din căldura totală de ardere — revine unui piston. Se poate astfel calcula cu valori directoare de 40—50 kcal/CPh, căldura de răcire care trebuie eliminată de piston (la mașini cu contrapistoane), ceea ce reprezintă aproximativ jumătate din căldura care trebuie eliminată pe 1 CPh din pistoanele motoarelor obișnuite cu ardere internă. Nu trebuie să se piardă însă din vedere că, la concentrația mare de putere a mașinilor termice cu pistoane libere, aceasta corespunde unei solicitări termice mult mai mari.

La unități mai mici de mașini termice cu pistoane libere s-ar putea încerca funcționarea fără răcirea interioară a pistoanelor libere prin lichid de răcire. Pentru aceasta ar trebui să se țină seamă de lucrările foarte avansate în domeniul motoarelor Diesel cu înalte performanțe din timpul celui de-al doilea război mondial. Interesează înainte de toate pistoanele motoarelor de aviație cu placă de foc din aliaj de oțel special crom-nichel și inele de foc nesegmentate, care garantau un reglaj automat al schimbului de căldură și o descărcare termică a zonei segmenților. Au mai fost realizate construcții experimentale ale unor motoare Diesel cu înaltă presiune cu pistoane relativ insensibile la temperaturile înalte și la solicitările termice mari care aveau loc. Și ele foloseau inele de foc nesegmentate cu autoreglaj termic. O execuție corectă

a inelelor de foc este însă condiționată de calcule, încercări și construcții foarte precise, care nu pot fi ușor realizate. Pentru a face față acestei probleme grele în condiții mai ușor realizabile, s-ar putea folosi forme speciale de pistoane cu înalte performanțe fără inelele de foc amintite. Se poate astfel afirma că la unitățile mici răcirea interioară a pistoanelor libere nu este absolut necesară.

Răcirea cu lichide a pereților cilindrului, și eventual a chiulasei, se deosebește principial numai puțin de răcirea pistoanelor. Această răcire se efectuează de obicei cu apă. La mașinile termice cu pistoane libere se folosesc și aici secțiuni mai mici de curgere a lichidului de răcire, necesare obținerii unor viteze mai mari în vederea intensificării schimbului de căldură. La unele mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior", pereții camerei de ardere intens solicitați termic sînt prevăzuți în interior cu aripioare de răcire. Prin aceasta se mențin și injectoarele mai reci. Aducția și evacuarea lichidului de răcire se efectuează de obicei în trei locuri corespunzătoare din cauza întreruperii prin orificiile de baleiaj și evacuare.

3. Răcirea cilindrului compresor

Temperatura finală de compresiune a aerului rezultă, după cum se știe, din:

$$T_c = T_0 \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} . \qquad (209)$$

Ea depinde așadar de temperatura inițială T_0, de raportul de compresiune p_c/p_0 și de exponentul compresiunii politrope n_c.

Ca temperatură inițială contează temperatura mediului înconjurător, mărită puțin din cauza încălzirii pe drumul admisiunii. Locul de montaj și anotimpul își exercită de asemenea influența în mod corespunzător asupra acestei temperaturi.

În cazul supraalimentării cilindrului compresor, temperatura aerului din acest cilindru la începutul compresiunii depinde și de gradul de compresiune preliminară și de o eventuală răcire intermediară.

Exponentul politropei de compresiune rezultă din cantitatea de căldură cedată proporțional, conform primului principiu al termodinamicii. Cu cît spațiul de compresiune este mai mare, respectiv raportul F_c/V_c dintre suprafața spațiului de compresiune și volumul acestuia este mai mic și cu cît compresiunea se execută mai repede (cu cît frecvența pistoanelor este mai ridicată), cu atît procentajul de căldură eliminat în timpul compresiunii este mai redus și cu atît exponentul politropei de compresiune se apropie mai mult de cel al adiabatei. Acestea sînt fapte bine cunoscute din exploatarea compresoarelor, care trebuie respectate și la funcționarea mașinilor termice cu pistoane libere.

La aceste mașini, la care viteza medie de compresiune este aproximativ constantă (circa 9 $m \cdot s^{-1}$, indiferent de mărimea mașinii), factorii de mai sus influențează exponentul compresiunii politrope în așa fel, încît acesta se apropie din ce în ce mai mult de cel al adiabatei, cu cît unitatea este mai mare.

Astfel, la unitățile de mașini cu pistoane libere cunoscute, la 4,5—5 ata presiune finală de compresiune, temperatura aerului este de circa 200 °C, iar la 7 ata atinge 250—260 °C. În exploatarea compresoarelor de aer se consideră drept limită admisibilă a temperaturii aerului de obicei 220—230 °C. Deasupra acestei temperaturi încep procese de descompunere și de rășinare a uleiului de ungere, care periclitează buna funcționare. La 270 °C, corespunzător unei presiuni finale de compresiune de 7,5 ata, se ajunge atît de aproape de punctul de aprindere a uleiului, încît s-ar putea produce explozii din cauza aprinderii uleiului de ungere, care pot fi evitate numai prin întrebuințarea unor cantități de ulei de ungere reduse la strictul necesar, adică prin evitarea oricărei îngrămădiri de ulei, astfel încît dozajul se menține la o valoare prea săracă pentru a putea provoca explozii. Aceasta este de altfel și cauza pentru care, la mașinile cu pistoane libere, se aplică o răcire a cilindrului compresor atunci cînd se depășește într-un etaj presiunea de 6 ata. Faptul că la unitățile mari nu poate fi obținută o sensibilă scădere a temperaturii aerului comprimat prin aplicarea unei răciri exterioare a cilindrului compresor ne arată unele construcți de mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre exterior", la care, la presiuni ale aerului de 7 ata, apar temperaturi de circa 250 °C cu toată

Scanned with OKEN Scanner

răcirea cilindrului compresor. Rezultă că prin răcirea de la margine nu poate fi răcită eficace și partea centrală a șarjei de aer din cilindrul compresor în cazul dimensiunilor mai mari. Mult mai eficace pare acest fel de răcire la unitățile mici, la care această răcire nu este aplicată atît pentru a scădea temperatura aerului, compresiunea avînd loc numai pînă la 4,5 ata, ci mai mult pentru micșorarea lucrului mecanic de compresiune. La mașinile puțin mai mari, care au un regim de compresiune asemănător, s-a renunțat complet la răcirea cilindrului compresor.

Deoarece răcirea exterioară a cilindrilor compresori nu impune probleme speciale, fiind utilizată obișnuit la compresoare, nu se va insista asupra ei.

Mult mai promițătoare decît răcirea exterioară pare să fie, la unitățile mari, răcirea interioară prin pulverizarea fină a apei în șarja de aer a cilindrului compresor.

După cum au arătat încercările efectuate cu o locomotivă cu aer comprimat, temperatura finală de compresiune a aerului comprimat la 7 ata a putut fi coborită la 180°C prin pulverizare de apă în cilindrul compresor. Temperatura inițială a aerului a fost de 27°C. Micșorarea lucrului de compresiune prezenta în acest caz un alt avantaj.

Răcirea interioară se realizează, de obicei, injectînd spre sfîrșitul cursei de admisiune apă sub presiune înaltă (circa 200 ata), prin intermediul unui injector, într-o formă fin pulverizată în șarja de aer a cilindrului compresor. Picăturile fine de apă se vaporizează apoi în timpul cursei de compresiune îndată ce condițiile de vaporizare au fost atinse și persistă în stare supraîncălzită în șarja de aer. Cantitățile de apă injectate sînt foarte mici. Se injectează numai atîta apă cît este necesară pentru obținerea unei anumite coborîri a temperaturii, atingîndu-se starea supraîncălzită a aburului. În mod obișnuit se consumă 2—3% din greutatea aerului.

Prin injectarea unor cantități mai mari de apă, temperatura aerului ar putea fi coborîtă pînă la limita izotermei. Din motive funcționale însă, o răcire atît de accentuată nu este folosită; pe de o parte, cantitățile de apă epurată ar fi prea mari (nerațional la propulsia locomotivelor și a navelor), iar pe de altă parte, o coborîre prea accentuată a temperaturii aerului comprimat ar influența într-o anumită măsură în mod dezavantajos randamentul global al mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

În cele ce urmează va fi calculată temperatura finală de compresiune care ar rezulta în urma injectării cantității W de apă pe ciclu.

Conform primului principiu al termodinamicii, relația dintre lucrul mecanic de compresiune, schimbul de căldură și variația temperaturii poate fi exprimată după cum urmează:

$$AL = Q - c_v (T_2 - T_1).$$

Cantitatea totală de căldură Q se compune din cantitatea de căldură Q_1, cedată mediului exterior prin pereții spațiului compresor, și din cantitatea de căldură Q_2, consumată pentru vaporizarea apei injectate.

Astfel, ecuația de mai sus devine:

$$AL = Q_1 + Q_2 - c_v (T_2 - T_1). \qquad (210)$$

Cantitatea de căldură Q_2, egală cu valoarea totală a căldurii aburului supraîncălzit, rezultă din expresia:

$$Q_2 = \lambda' = W (q - q_0 + r + q_s) = W (i_s - t_0), \qquad (211)$$

în care:

q este căldura lichidului la t_0, °C;
q_0 — căldura introdusă cu apa injectată la t_0, °C;
r — căldura latentă de vaporizare;
q_s — căldura de supraîncălzire;
i_s — entalpia aburului supraîncălzit.

Din (211) se obține în mod aproximativ:

$$Q_2 \approx W (680 - 20) \approx 660 W \text{ [kcal]}.$$

Principial, determinarea cantității de căldură Q_2 ar putea fi efectuată aplicînd într-o formă simplificată metodele folosite la cilindrul motor. Cu toate simplificările, o astfel de metodă este însă relativ complicată. Afară de aceasta, lucrul mecanic de compresiune nu poate fi calculat precis, atunci cînd se injectează apă, din cauza necunoașterii exponentului politropic de compresiune.

Din această cauză e recomandabil să se folosească o altă cale.

Valorile mijlocii ale exponenților politropici de compresiune, în condiții normale de funcționare și fără injecție de apă, sînt bine cunoscute din exploatarea compresoarelor. Astfel poate fi admis pentru unitățile mai mari o valoare a exponentului de compresiune de $n_1 \approx 1{,}40$, care scade, la unitățile mai mici, la $n_1 \approx 1{,}38$. Se va nota în mod obișnuit raportul

constant dintre variația energiei interne și schimbul de căldură al evoluției politropei cu

$$\psi = \frac{c_v}{c}, \tag{212}$$

c reprezentînd căldura specifică aparentă a evoluției politrope. În cazul de față este vorba despre politropa de compresiune conform relației (210).

Exponentul corespunzător al politropei se exprimă prin relația cunoscută:

$$n = \frac{c_p - c}{c_v - c}. \tag{213}$$

Din expresia:

$$AL = Q(1 - \psi) = Q\left(1 - \frac{c_v}{c}\right)$$

se calculează căldura specifică aparentă c:

$$c = \frac{Qc_v}{AL - Q}. \tag{214}$$

Introducînd expresia (214) în (213), rezultă exponentul politropic:

$$n = \frac{\varkappa AL + Q(1 - \varkappa)}{AL}, \tag{215}$$

respectiv

$$n = \frac{\varkappa AL + (Q_1 + Q_w)(1 - \varkappa)}{AL}. \tag{216}$$

Din relația (215), scrisă însă pentru compresiune fără injecție de apă, rezultă cantitatea corespunzătoare de căldură cedată:

$$Q_1 = \frac{AL(n_1 - \varkappa)}{1 - \varkappa}. \tag{217}$$

După introducerea expresiei (217) în (216), și a expresiilor (215) și (217) în (210), se obține

$$n = \frac{n_1 AL + Q_2(1 - \varkappa)}{AL} \tag{218}$$

și

$$L = \frac{1}{A} \cdot \frac{1 - \varkappa}{1 - n_1} \left\{ Q_2 - c_v T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}. \tag{219}$$

Din ultimele două ecuații rezultă următoarea expresie a necunoscutei căutate:

$$n = \frac{Q_2 - n_1 c_v T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{Q_2 - c_v T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}. \qquad (220)$$

Această ecuație exponențială poate fi ușor rezolvată prin cîteva încercări.

Răcirea interioară a șarjei compresorului prin injecție de apă se bazează, după cum s-a arătat, pe experiențele efectuate cu o locomotivă cu aer comprimat. Rezultatele acestei injecții de apă au satisfăcut complet, astfel încît injecția cu apă poate fi recomandată și la mașinile termice cu pistoane libere.

Pentru simplificarea procesului de injecție a apei, realizat pînă acum numai pe cale mecanică, ar fi de recomandat o injecție automată pneumatică a apei de răcire, care s-ar putea realiza de exemplu prin intermediul aerului comprimat în compresorul generatorului de gaze cu pistoane libere, intrînd totodată automat în acțiune atunci cînd se depășește o anumită presiune a aerului, reglabilă (de exemplu 4 sau 5 ata).

VI. PORNIREA MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Principiul pornirii

Explicația amănunțită a procesului de pornire a mașinilor termice cu pistoane libere este importantă, deoarece se deosebește fundamental de cel al motoarelor obișnuite cu ambielaj.

După cum se știe, mașinile termice cu pistoane libere nu au nici volant pentru acumularea energiei cinetice, nici ambielaj prin a cărui acționare să se poată obține o mișcare repetată a pistonului. O pornire obținută prin rotirea motorului, ca la motoarele obișnuite cu ambielaje, nu este deci posibilă la mașinile cu pistoane libere.

Uneori au fost dezvoltate dispozitive speciale care să permită o rotire a mașinilor cu pistoane libere. Prin aceasta se provoacă însă complicații constructive, din care cauză astfel de metode de pornire nu sînt folosite la formele executate de mașini termice cu pistoane libere.

La așa-numitele mașini cu pistoane semilibere este de multe ori amintit avantajul pornirii prin rotirea mașinii. Deoarece, însă, aceste mașini se deosebesc principial și constructiv foarte puțin de motoarele Diesel cu contrapistoane și etaj compresor mărit, putînd fi trecute în rîndul familiei mașinilor cu pistoane libere numai datorită aspectului, nu se va insista asupra lor.

Generatorul de gaze cu pistoane libere reprezentînd un agregat care poate funcționa relativ independent de turbina cu gaze, pornirea sa se va efectua în mod obișnuit din așa-numita stare de mers în gol cu turbina oprită, efectuînd un șoc puternic asupra pistoanelor libere și comprimînd în așa

măsură șarja cilindrului motor, încît aprinderea combustibilului injectat să aibă loc și să înceapă oscilațiile pistoanelor libere corespunzătoare unei funcționări normale.

Este de dorit ca pornirea să reușească după primul șoc de compresiune, în caz contrar procesul de pornire va trebui repetat cu pregătirile corespunzătoare. Aceasta se poate realiza numai atunci cînd condițiile de autoaprindere sînt îndeplinite spre sfîrșitul compresiunii și se face față lucrului mecanic de rezistență în timpul cursei de întoarcere printr-o suficientă dezvoltare de energie prin ardere.

Trebuie menționat că problema principală în procesul de pornire a mașinilor cu pistoane libere constă în a determina energia necesară executării unui șoc asupra pistonului care să ducă la autoaprindere, indiferent dacă este executat prin aer comprimat, prin explozie de pulbere sau pe cale mecanică sau electrică.

2. Determinarea energiei de pornire

Mersul calculelor pentru determinarea energiei de pornire va trebui, în rezumat, să țină seamă de următoarele directive:

a. Determinarea temperaturii minime de compresiune T a șarjei de aer, care duce la autoaprinderea corespunzătoare anumitor dimensiuni ale mașinii.

b. Determinarea raportului volumetric de compresiune ε cu ajutorul căruia va putea fi atinsă temperatura finală de compresiune necesară.

c. Determinarea energiei șocului de pornire, corespunzătoare valorii anterior stabilite a raportului de compresiune, respectînd toate lucrurile mecanice întîlnite în timpul mișcării de șoc.

Calculul energiei necesare executării șocului de pornire poate fi efectuat în mod aproximativ în felul următor:

1. Se admite o temperatură de autoaprindere suficient de înaltă, corespunzătoare unor întîrzieri la aprindere scurte. Pentru motorină, de exemplu, $T = 650 \ldots 750\,^{\circ}C$.

2. Cu un exponent politropic mediu de circa $n \approx 1{,}33$ (la unități mai mari poate fi adoptată o valoare mai mare, iar la

unităţi mai mici, una mai mică) se determină raportul volumetric de compresiune ε necesar, folosind relaţia:

$$T = T_1 \varepsilon^{n-1},$$

respectiv

$$\log \varepsilon = \frac{\log T - \log T_1}{n-1}. \qquad (221)$$

3. Corespunzător acestei valori a raportului de compresiune ε se calculează toate energiile ce apar în timpul şocului de lansare, care depind de forma constructivă a maşinii cu pistoane libere. Prin însumarea acestor lucruri mecanice de compresiune şi de destindere rezultă energia indicată totală de lansare L_{lan_i}. Energia efectivă de lansare care trebuie produsă de sistemul de pornire rezultă din cea anterioară, împărţind-o la randamentul mecanic.

Rezultă astfel:

$$L_{lan_e} = L_{lan_i}/\eta_m$$

În starea rece a maşinii din timpul pornirii, randamentul mecanic prezintă valori reduse corespunzător viscozităţii mărite a uleiului, precum şi filmului de lubrifiant nesatisfăcător. Pot fi adoptate valori $\eta_m \approx 0{,}6 \ldots 0{,}7$.

Energia de pornire astfel determinată nu trebuie depăşită cu mult, pentru a nu provoca presiuni finale prea înalte în cilindrul motor sau chiar o ciocnire a pistoanelor libere.

Pentru o determinare mai precisă a energiei de pornire şi pentru o înţelegere mai bună a proceselor legate de pornirea maşinilor cu pistoane libere, foarte importante mai ales pentru unităţile mici, se va trece la o explicaţie mai amănunţită a acestor fenomene.

Primele două condiţii de pornire amintite la începutul capitolului sînt într-o anumită măsură înlănţuite între ele, fiind influenţate de o serie de factori atît de natură funcţională, cît şi de ordin constructiv.

Condiţiile de autoaprindere sînt satisfăcute atunci cînd spre sfîrşitul compresiunii şarjei de aer a cilindrului motor — în momentul injectării combustibilului — este atinsă temperatura de autoaprindere corespunzătoare densităţii aerului. Aceasta cel puţin teoretic, deoarece practic mai intervine în procesul de aprindere, în cazul maşinilor termice cu pistoane libere, încă un factor — întîrzierea la aprindere.

Scanned with OKEN Scanner

Anumite particularități ale întîrzierii la aprindere au fost explicate la construcția diagramei precise a ciclului motor. Fenomenele privitoare la întîrzierea la aprindere τ_z, reprezentate în diagrama din fig. 67, ne arată că întîrzierea la aprindere care, după cum se știe, reprezintă intervalul de timp

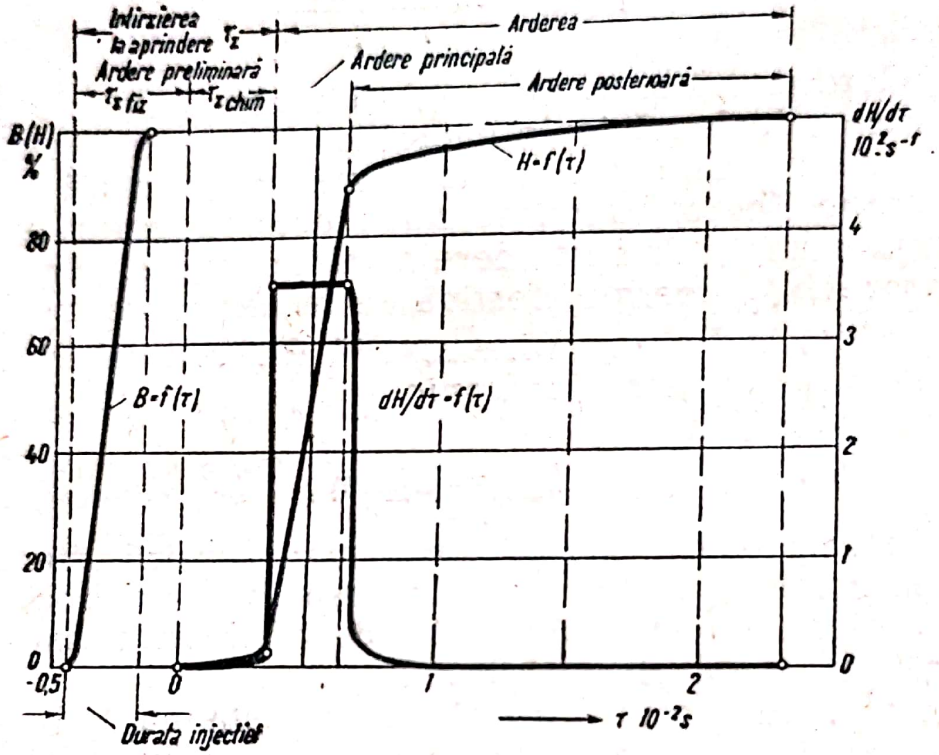


Fig. 67. Evoluția în timp a procesului de ardere.

de la injectarea combustibilului pînă la arderea principală, poate fi împărțită într-un termen fizic $\tau_{zf_{iz}}$ — caracterizat prin încălzirea combustibilului, vaporizarea sa și fenomene parțiale de difuziune — și într-un termen pregătitor chimic $\tau_{z_{chim}}$, caracterizat printr-o serie de reacții înlănțuite introductive, care duc întîi la formarea unor focare ce mocnesc, pentru a trece apoi la o aprindere generală (arderea principală).

Este evident că încălzirea și vaporizarea picăturilor de combustibil se vor produce cu atît mai lent, cu cît temperaturile șarjei de aer din aceste momente vor fi mai joase. Partea a doua a întîrzierii la aprindere se prelungește de asemenea în cazul unui nivel scăzut al temperaturilor.

Fig. 32 arată, în conformitate cu diferite rezultate ale unor încercări, prelungirea duratei totale a întîrzierii la aprindere concomitent cu scăderea temperaturii șarjei de aer, avînd

greutățile specifice (concentrația de oxigen) drept parametru. Din aceleași curbe foarte instructive rezultă, de asemenea, că nu există o temperatură propriu-zisă de autoaprindere, ci numai valori limite de temperatură deasupra cărora poate avea loc practic o aprindere din cauza duratei în timp a acesteia. Sub această limită de temperatură către care curba tinde asimptotic, nu poate avea loc nici o aprindere la densitatea respectivă a aerului. Cu cît temperaturile șarjei depășesc această valoare, cu atît condițiile de autoaprindere devin mai avantajoase, din cauza micșorării întîrzierii la aprindere.

Judecînd acest aspect al procesului de autoaprindere, rezultă că pentru obținerea unei aprinderi nu este suficient să se atingă temperatura teoretică de autoaprindere, sau mai bine-zis să se depășească această temperatură; va trebui să se și persiste suficient timp în aceasta pentru a avea reușită, adică pînă cînd fenomenele pregătitoare ale aprinderii să fi progresat atît, încît aprinderea generală să poată fi considerată ca amorsată.

Din încercările efectuate de Pye și Tizard cu mașina lor avînd o singură cursă rezultă de asemenea că întîrzierea la aprindere exercită o influență decisivă asupra procesului de autoaprindere. Deși încercările amintite au fost efectuate cu amestecuri omogene de combustibil și aer, rezultatele pot fi extinse calitativ și asupra aprinderii prin compresiune a combustibilului injectat în șarja comprimată de aer. Aceste încercări arată, printre altele, că dacă temperatura de compresiune a șarjei depășește cu puțin temperatura de autoaprindere, adică temperatura minimă deasupra căreia aprinderea poate avea loc, atunci aprinderea se efectuează, ducînd, după trecerea unei anumite perioade de întîrziere, spre declanșarea plină a arderii. Durata acestei perioade de întîrziere este cu atît mai scurtă, cu cît temperatura de compresiune este mai înaltă.

La mașina cu pistoane libere nu poate avea loc aprinderea după trecerea unui timp oricît de mare a întîrzierii la aprindere, ca la mașina cu o singură cursă, la care pistonul rămîne blocat în poziția de compresiune, căci dacă pistonul liber se întoarce înaintea aprinderii propriu-zise, este posibil ca, datorită răcirii șarjei din cauza destinderii politrope, să se producă o înghețare a proceselor pregătitoare ale aprinderii înaintea atingerii acesteia. Chiar și în cazul în care nu

ar rezulta înghețarea mai sus amintită, dezvoltarea energiei prin ardere întîrziată este realizată cu un randament termo-energetic redus, astfel încît nu ar mai putea învinge rezistențele cursei de întoarcere.

Deoarece durata întîrzierii la aprindere nu este vizibil influențată de turația motorului, respectiv de frecvența pistonului liber, este de asemenea lesne de înțeles că, cu cît oscilațiile pistonului liber vor fi executate mai încet și deci pistonul liber va rămîne mai mult în starea șarjei comprimate, cu atît mai joasă va putea fi temperatura finală de compresiune a șarjei de aer. Din motive de siguranță vor trebui atinse în practică totdeauna temperaturi mai înalte ale șarjei de aer, pentru a scurta durata întîrzierii la aprindere. Va putea fi astfel constatată o dependență între temperatura de autoaprindere și temperatura finală a șarjei care trebuie atinsă, greutatea specifică a acesteia și frecvența pistoanelor libere.

Trebuie pusă acum întrebarea cît de departe trebuie dus șocul de lansare al pistoanelor libere, respectiv ce raport de compresiune ε trebuie urmărit, pentru a obține la primul șoc condițiile de autoaprindere (temperatura finală și greutatea specifică a șarjei) corespunzătoare unei anumite mărimi de mașină.

Valoarea finală a temperaturii șarjei de aer se obține prin compresiunea politropă. Exponentul politropei de compresiune n este condiționat de pierderile termice și de scăpările de gaze pe lîngă segmenți. La diferență egală între temperaturile șarjei de aer și temperaturile pereților spațiului motor, precum și la valori egale ale coeficienților de transmisie, pierderile de căldură sînt proporționale cu mărimea suprafețelor. Ca atare, pierderile specifice de căldură sînt invers proporționale cu dimensiunile liniare ale mașinii, deoarece $F/V = L^2 \cdot L^{-3} = L^{-1}$. Valorile specifice ale pierderilor prin neetanșeități sînt de asemenea mai reduse la unitățile mari decît la cele mai mici. Aici raportul pierderilor este $L/V = L \cdot L^{-3} = L^{-2}$. Se poate deci trage concluzia calitativă că, la frecvență egală a pistoanelor libere, unitățile mai mari de mașină prezintă pierderi termice și pierderi prin neetanșeități mai mici. La mașinile cu pistoane libere frecvențele sînt invers proporționale cu dimensiunile liniare; compresiunile mai lente ale unităților mari provoacă o oarecare încetinire a micșorării pierderilor la aceste unități.

Dependența exponentului politropic de dimensiunile mașinii — presupunînd aceleași valori pentru ε — rezultă din măsura influenței pierderilor termice și a celor prin neetanșeități la diferite frecvențe.

Deoarece în ultimă analiză interesează relația dintre temperaturile de compresiune și raporturile volumetrice de compresiune, poate fi urmat și un drum direct pentru determinarea acestor temperaturi.

La motoarele obișnuite cu ambielaje poate fi stabilită o relație analitică ce duce la determinarea temperaturii finale de compresiune, scriindu-se ecuația căldurii cu ajutorul primului principiu al termodinamicii și egalînd această căldură cu cea a pierderilor exprimate prin formula lui Nusselt, în care presiunea a fost înlocuită cu volumul și temperatura pe baza relației generale de stare. Prin simplificări se obține astfel o ecuație care exprimă temperatura în funcție de raportul volumetric de compresiune și de temperatura inițială. Se poate apoi ține seamă și de pierderile prin neetanșeități, respectînd rezultatele încercărilor lui Stodola la garnituri cu labirinte și utilizînd metode adecvate de calcul.

La mașinile cu pistoane libere nu poate fi aplicată o cale asemănătoare de calcul, deoarece în ce privește pierderile termice, acestea nu pot fi reprezentate analitic în funcție de timp. Legea mișcării pistoanelor libere ca funcție a forțelor, respectiv a energiilor motoare și rezistente care acționează asupra pistonului și care sînt relativ greu de exprimat, nu permite stabilirea unei relații simple între timpul și mișcarea pistoanelor, ca la motoarele obișnuite cu ambielaje.

Trebuie ținut seamă că la mașinile cu pistoane libere are loc o utilizare cu efect a energiei de ardere ce urmează șocului de pornire, numai atunci cînd arderea principală este dezvoltată înainte de sfîrșitul cursei de compresiune.

Dacă momentul injecției combustibilului este stabilit și se cunosc vitezele mișcării pistonului în timpul șocului de pornire, poate fi determinat grafic, din diagrama timp-deplasare a șocului de pornire, intervalul de timp τ_{in} care trece de la momentul injecției și pînă la atingerea punctului mort. Deocamdată pot fi adoptate ca valori aproximative ale vitezelor șocurilor de lansare, valorile mișcării în regim normal de funcționare sau, mai bine, cele determinate cu ajutorul metodei simplificate inițiale, întrucît vitezele pistoanelor libere nu sînt supuse unor variații prea mari. Valoarea duratei τ_{in}

va trebui să depășească pe cea a întîrzierii la aprindere, corespunzătoare condițiilor existente de temperatură, de compresiune și de greutate specifică a aerului. Dacă se cunoaște această valoare va putea fi ușor construită curba corespunzătoare care redă dependența temperaturii șarjei de greutatea specifică a aerului $T=f(\gamma)$, folosind curbele din fig. 33.

O a doua curbă rezultă din relația:

$$T = T_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (222)$$

Pînă la stabilirea influențelor amintite anterior asupra exponentului politropic n, se recomandă a se adopta provizoriu valori deduse prin interpolare din diagrama reprezentată în fig. 68, ridicată pe baza experiențelor efectuate cu mașina

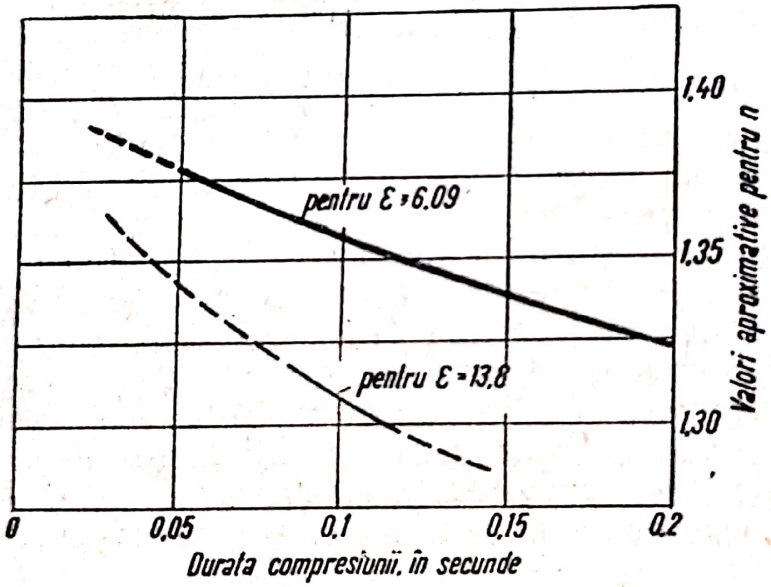


Fig. 68. Valorile exponenților politropici de compresiune, în funcție de viteza șocului de pornire, ε fiind parametru. Rezultatele încercărilor obținute de Tizard și Pye cu mașina de compresiune monocursă.

cu o singură cursă. Folosirea acestor valori este recomandabilă, întrucît condițiile de compresiune care au stat la baza obținerii lor se aseamănă cu cele ale șocului de lansare la mașinile cu pistoane libere. Pentru a obține o comparație utilă, va trebui să se țină seamă atît de durata cursei de compresiune, cît și de gradul volumetric de compresiune și de dimensiunile mașinii.

Din intersecția ambelor curbe amintite anterior rezultă valorile căutate T și γ.

Raportul volumetric al șocului de pornire poate fi apoi calculat cu relația:

$$\frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{v_1}{v} = \varepsilon.$$

Cu această valoare vor trebui controlate ipotezele inițiale. Valorile astfel obținute sînt de obicei suficiente pentru nevoile practice.

O determinare a temperaturii finale de compresiune poate avea loc și pe cale grafo-analitică. Pentru aceasta poate fi propusă o metodă analogă celei folosite la determinarea ciclului precis la cilindrul motor. Calculele se prezintă în cazul de față mult mai simple. Trebuie subliniat de la început că metoda indicată nu este menită să servească numai la determinarea precisă a energiei de pornire — căci precizia energiei stabilite pentru cilindrul motor suferă din cauza restului de energii apărute în timpul șocului de pornire, în special al energiei de compresiune și refulare din cilindrul compresor neprecis determinate — ci mai mult la explicarea fenomenelor ce se produc în timpul pornirii și a căror înțelegere justă este de mare importanță pentru pornirea cu efect, mai ales a unităților mici.

Metoda de calcul propusă, care duce la construcția unei diagrame de pornire, se prezintă astfel: se întocmește ecuația bilanțului termoenergetic al cursei de compresiune la pornire în cilindrul motor, folosind drept variabilă de bază deplasarea pistonului, sau mai bine volumul corespunzător, scriind:

$$U'_{V_0} = U'_V - \int_{V_0}^{V} AdL + \int_{V_0}^{V} dQ_p, \tag{223}$$

din care rezultă:

$$u_{A_{mV}} G_{A_m} = u_{A_{m0}} G_{A_m} + A \int_{V_0}^{V} pdV - \int_{V_0}^{V} dQ_p, \tag{224}$$

în care:

U'_{V_0} este energia internă a șarjei de aer a cilindrului motor în starea inițială (ca stare inițială contează starea aerului atmosferic, șocul de pornire producîndu-se în starea de repaus a mașinii);

U'_V — energia internă a șarjei cilindrului motor corespunzătoare volumului V;

$\int_{V_0}^{V} AdL$ — echivalentul termic al lucrului mecanic de compresiune în timpul șocului de pornire;

$\int_{V_0}^{V} dQ_p$ — cantitatea de căldură cedată în timpul compresiunii pereților spațiului motor, inclusiv pierderile prin neetanșeitate;

$u_{A_{mV}}$ — energia internă unitară a șarjei cilindrului motor, corespunzătoare volumului V;

$u_{A_{m0}}$ — energia internă unitară a șarjei cilindrului motor corespunzătoare stării inițiale;

G_{A_m} — greutatea șarjei cilindrului motor.

Ecuația (224) poate fi scrisă și astfel:

$$G_{A_m}c_{v_A}\Big|_0^T \cdot T = G_{A_m}c_{v_A}\Big|_0^{T_0} \cdot T_0 + A\int_{V_0}^{V} pdV -$$

$$-(1+1{,}24w_m)\int_0^{\tau_V} p^{2/3}T^{1/3}(T-T_p)\,Fd\tau. \qquad (225)$$

Construcția executată pe cale grafo-analitică, care servește la stabilirea politropei de compresiune, seamănă, cum s-a mai amintit, cu cea din fig. 34.

Construcția folosește drept abscisă volumul cilindrului motor. Distanța *1—2* corespunde cursei de pornire. În starea inițială energia șarjei are, după cum se știe, valoarea:

$$U'_{V_0} = G_{A_m}c_{v_A}\Big|_0^{T_0} \cdot T_0.$$

Pornind de la *1'*, se trasează valorile însumate grafic ale echivalentului lucrului mecanic de compresiune adiabată $A\int_{V_0}^{V} pdV$. Acum vor mai trebui scăzute pierderile termice corespunzătoare ecuației (225). Valorile p și T, care intervin în membrul pierderilor termice, pot fi determinate cu ajutorul relațiilor $p=p_1\varepsilon^n$, respectiv $T=pV/GR$, admițînd $n\approx 1{,}38\ldots 1{,}32$. O simplificare a calculului pierderilor termice are loc prin aceea că, în starea de pornire, temperaturile T_p ale pereților au aceleași valori, fiind totodată egale cu cele ale

temperaturii mediului exterior T_0. Afară de aceasta, pot fi admise de data aceasta, pentru construcția grafică, elemente de deplasare ale pistonului mai mari. Calculul este analog cu cel descris amănunțit în paragraful determinării precise a ciclului motor.

Dacă se urmărește și respectarea pierderilor prin neetanșeități, atunci trebuie ținut seamă că influența lor asupra diagramei procesului de pornire rezultă din energia sustrasă șarjei cilindrului o dată cu aceste pierderi. Astfel, dacă se determină variația cantitativă a pierderilor prin neetanșeități, se obține prin scăderea energiilor corespunzătoare $\Sigma G_{pierd} c_v \Big|_0^T \cdot T$, valoarea energiei interne U'_V a șarjei cilindrului. Variația cantitativă a pierderilor de gaze ar rezulta dintr-o formulă de forma:

$$G_{pierd} = \psi f \sqrt{\frac{p}{v}}, \qquad (226)$$

în care ψ și f sînt valori constante pentru întregul domeniu de curgere pe lîngă segmenți, dar care ar trebui în prealabil determinate prin încercări.

Pe această cale se obțin valorile energiei interne U'_V a șarjei cilindrului. Valorile corespunzătoare ale raportului de compresiune ε vor putea fi citite mai jos, pe curba $\varepsilon = f(V)$ din fig. 69. Conform relației:

$$T = \frac{U'_V}{G_{A_m} c_{v_A} \Big|_0^T}, \qquad (227)$$

se obține apoi valoarea exactă a temperaturii șarjei.

Pierderile prin neetanșeități au o importanță mare în procesul de pornire a unităților mici de motoare cu autoaprindere. În acest caz, atît dimensiunile mici ale cilindrilor, cît și turațiile relativ reduse la pornire fac ca aceste pierderi să se resimtă mult.

La mașinile cu pistoane libere, influența acestor pierderi este însă mult mai redusă din cauza duratei relativ scurte a șocului de pornire. Dacă se urmăresc rezultatele unor încercări, se poate vedea că la un motor cu autoaprindere cu diametrul de 154 mm, cu doi segmenți, apar la 2 000 rot/min pierderi prin neetanșeități de circa 0,6%. Pierderile prin neetanșeități crescînd proporțional cu durata compresiunii, se poate conta ca la

un șoc de lansare a cărui durată ar corespunde în medie unei frecvențe de 1 000 oscil./min, în cazul unui piston liber prevăzut cu 4—6 segmenți, să apară pierderi prin neetanșeități de circa 1%. Pentru acest motiv pierderile prin neetanșeități în timpul șocului de lansare pot fi practic neglijate, în special la unitățile mari.

Diagrama șocului de pornire din fig. 69 reprezintă prin curbele sale o imagine clară a procesului de pornire.

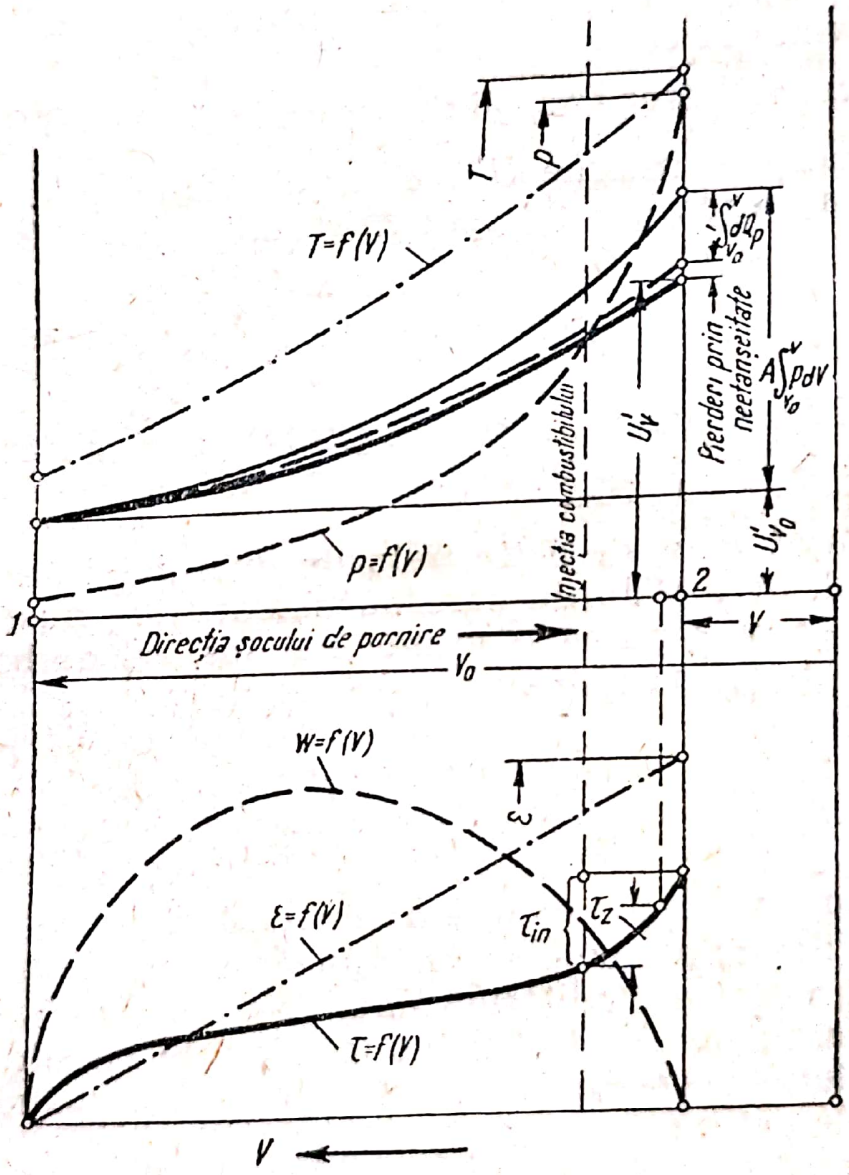


Fig. 69. Diagrama pornirii mașinilor cu pistoane libere.

Pentru a determina acum energia necesară efectuării șocului de pornire vor trebui calculate și celelalte energii ce apar în timpul acestui șoc. Ele sînt în parte energii de compresiune și în parte energii de destindere și depind de forma

constructivă corespunzătoare a mașinii cu pistoane libere, putînd fi determinate pe baza relațiilor din cap. II, § 1, al părții întîi. La această determinare se va respecta raportul volumetric de compresiune ε stabilit înainte. Pentru a vedea modul în care energia de lansare își exercită acțiunea ei în procesul de pornire, vor trebui studiate diferitele sisteme de pornire.

3. Sistemele de pornire

Șocul de pornire poate fi provocat principial în următoarele moduri:

I. Pe cale pneumatică, adică prin insuflare de aer comprimat.
II. Pe cale mecanică.
III. Pe cale electrică.
IV. Cu ajutorul unor cartușe de pornire.

Pornirea pneumatică este pornirea folosită cel mai des, procedîndu-se în modul următor: pistoanele libere sînt aduse întîi în poziția de pornire, care corespunde poziției de începere a compresiunii din cilindrul motor (aproximativ poziția punctului mort exterior), indiferent de forma constructivă a mașinii cu pistoane libere. Aceasta se poate realiza în diferite feluri.

La mașinile SIGMA se procedează în felul următor (fig. 70): în cilindrul mic 6 se introduce aer comprimat, roata de pornire fiind în poziția *V*. În felul acesta, pistoanele libere sînt aduse în poziția punctului mort exterior prin intermediul pistonului 7. În acest timp se deschid supape mici, prin care aerul din tampoanele de aer este expulzat.

La mașinile cu pistoanele libere Ford se folosește aducerea pistoanelor libere în poziția de pornire cu ajutorul unei pompe, care produce un vid în pernele de aer cu un efect de aspirație corespunzător.

La unitățile mai mici, pistoanele libere pot fi aduse în poziția de pornire și pe cale mecanică, fie prin acționarea dispozitivului de sincronizare, fie prin acționarea directă a pistoanelor libere.

La tipul „spre interior" SIGMA GS-34, șocul propriu-zis de lansare are loc în modul următor: în timp ce roata de pornire se găsește în poziția *I* (fig. 70), se umple cu aer compri-

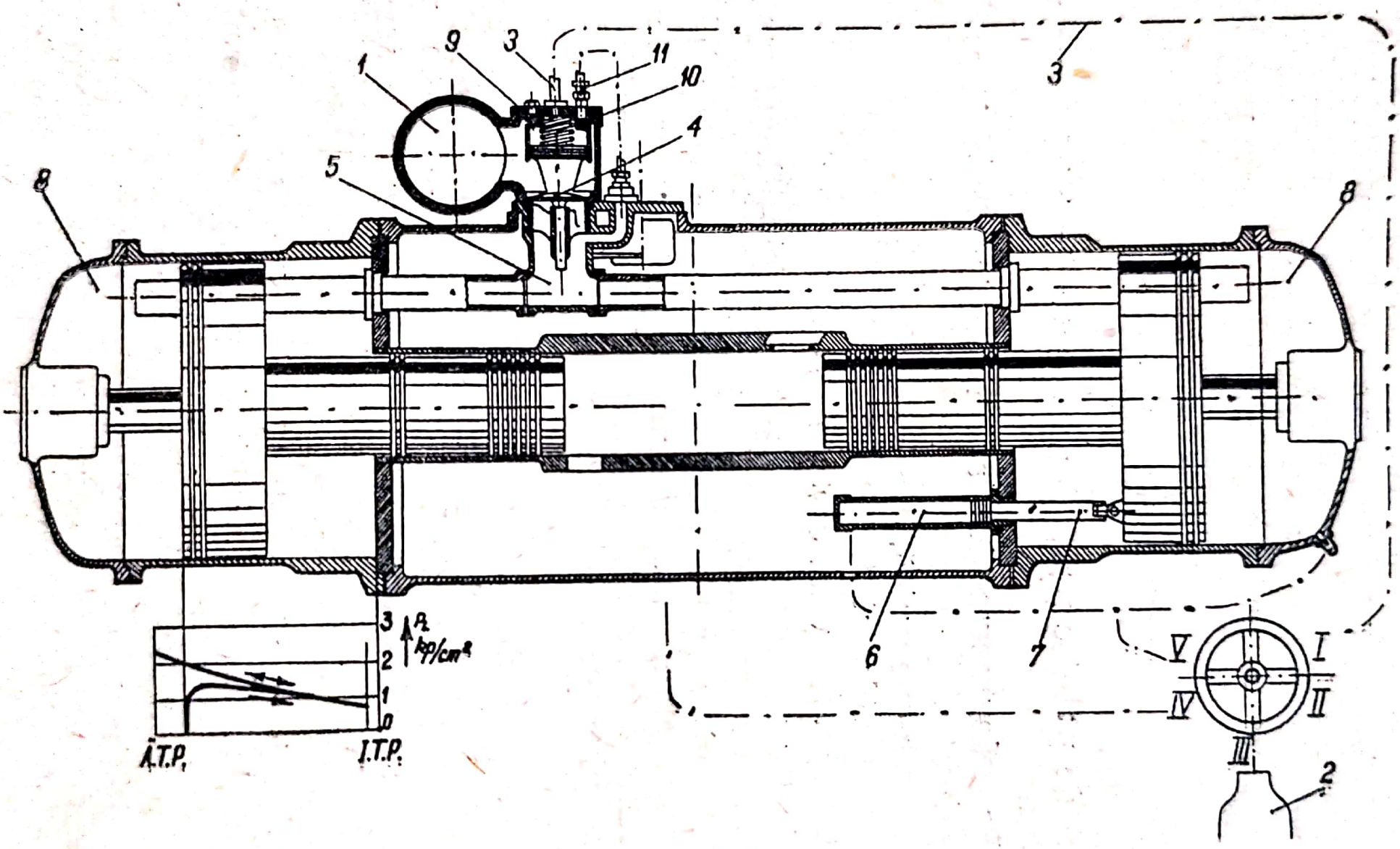


Fig. 70. Dispozitivul de pornire al mașinii cu pistoane libere SIGMA GS-34.

mat rezervorul mic de pornire *1*; presiunea aerului trebuie să corespundă presiunii de lansare. În timpul acestei umpleri aerul comprimat curge prin supapa mică de reținere *9* în spațiul rezervorului, venind din spațiul cilindrului supapei *10*.

Prin aceasta, supapa de lansare *4* este apăsată pe scaunul ei și închide drumul aerului spre conducta de distribuție *5*, care leagă cele două perne de aer.

În poziția *II* a roții de pornire are loc pornirea. În acest caz conducta de umplere este izolată de butelia de lansare și pusă în legătură cu exteriorul. Prin aceasta ia naștere, deasupra porțiunii superioare a supapei în formă de piston, o depresiune, care provoacă deschiderea supapei, în timp ce întoarcerea aerului din rezervor în spațiul cilindric al supapei este împiedicată de supapa mică de reținere *9*. Deschiderea supapei de pornire permite aerului de pornire să intre în spațiile tampon *8* prin conducta *5*, provocînd șocul de lansare al pistoanelor libere. Rotind mai departe roata de pornire, se întrerupe legătura dintre conducta de umplere și exterior. După punerea în funcțiune a mașinii, aerul din conducta de ghidare curge prin supapa de reținere *11*, în spațiul cilindric *10* al supapei. Presiunile maxime din pernele de aer care se etalează în acest spațiu, la care se adaugă presiunea aerului supapei, mențin de acum încolo supapa de lansare închisă.

În poziția O a volanului de manevră mașina este gata pentru o nouă pornire. Întregul proces de pornire, de oprire și de pregătire pentru o nouă lansare poate fi efectuat în 20 de secunde.

În cazul unei cantități de aer constante, corespunzătoare capacității rezervorului *1*, energia de pornire poate fi adaptată valorii necesare unei autoaprinderi chiar la mașină rece, variind presiunea aerului de pornire.

Cu cît cantitatea aerului de pornire este mai mare (capacitatea rezervorului *1*), cu atît presiunea inițială de lansare a aerului poate fi aleasă mai mică. Este practic avantajos a nu folosi cantități de aer prea mari, adoptînd presiuni corespunzător mai înalte, pentru a grăbi procesul de curgere a aerului de lansare. La o capacitate constantă a rezervorului de lansare *1*, unor presiuni mai ridicate ale aerului de lansare le corespund și presiuni și temperaturi mai înalte la sfîrșitul compresiunii în cilindrul motor.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 71 arată dependența presiunii finale de compresiune din cilindrul motor de presiunea inițială de lansare la mașinile cu pistoane libere de tipul „spre interior".

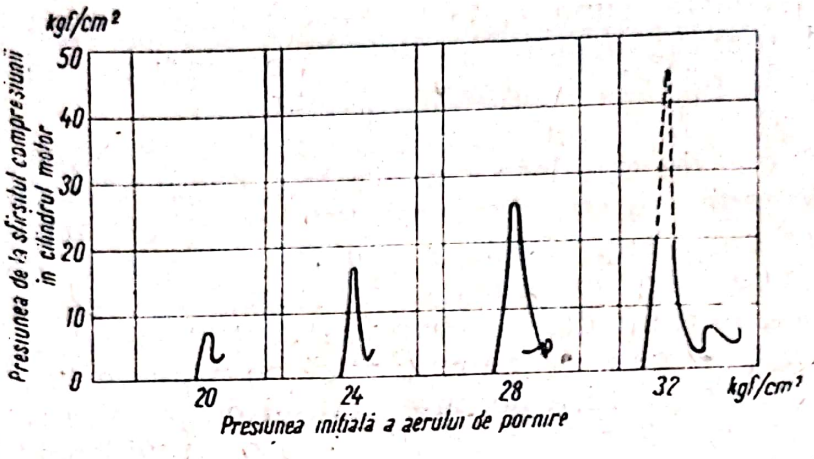


Fig. 71. Presiunea finală de compresiune în cilindrul motor în funcție de presiunea inițială de pornire.

Pornirea tipului „spre exterior" are loc în mod asemănător cu cea a tipului „spre interior" (fig. 72).

Pistoanele libere sînt aduse în poziție de lansare prin insuflare de aer comprimat la 1,4 ata în spațiile-tampon retur *R*. Insuflarea se face prin supape corespunzătoare, dispuse la capetele spațiilor-tampon retur. După ce pistoanele libere au fost aduse în poziția punctului mort exterior, se efectuează lansarea propriu-zisă a pistoanelor, introducînd brusc aer comprimat la 10,5 ata în spațiile-tampon *A*. În același timp se deschid supapele de golire *1* ale tampoanelor retur. În timpul cursei de lansare se produce o evacuare parțială a șarjei spațiului-tampon retur prin supapele de golire deschise, care se închid spre sfîrșitul cursei de compresiune pentru a reține în spațiul-tampon retur o anumită cantitate de aer necesară funcționării normale. Deschiderea supapelor de golire are loc în același timp cu introducerea aerului de pornire în spațiile-tampon directe, iar închiderea lor se realizează fie pe cale pneumatică, ca în fig. 72, *a*, fie prin acționare mecanică (fig. 72, *b*).

La procesul de deschidere pneumatică, aerul de acționare curge prin conducta *2* în rezervorul de aer *3*, atunci cînd levierul *4* este coborît în poziția de umplere *u*. Prin ridicarea levierului în poziția de pornire *p*, se permite aerului din re-

zervorul 3 să intre în cilindrul supapei, deschizînd astfel supapa de golire. Înainte de a se termina cursa de pornire, pistonul diferențial 5 este descărcat și deschide prin ridicarea sa orificiul de evacuare 6, urmînd golirea cilindrului supapei și închiderea supapei 1.

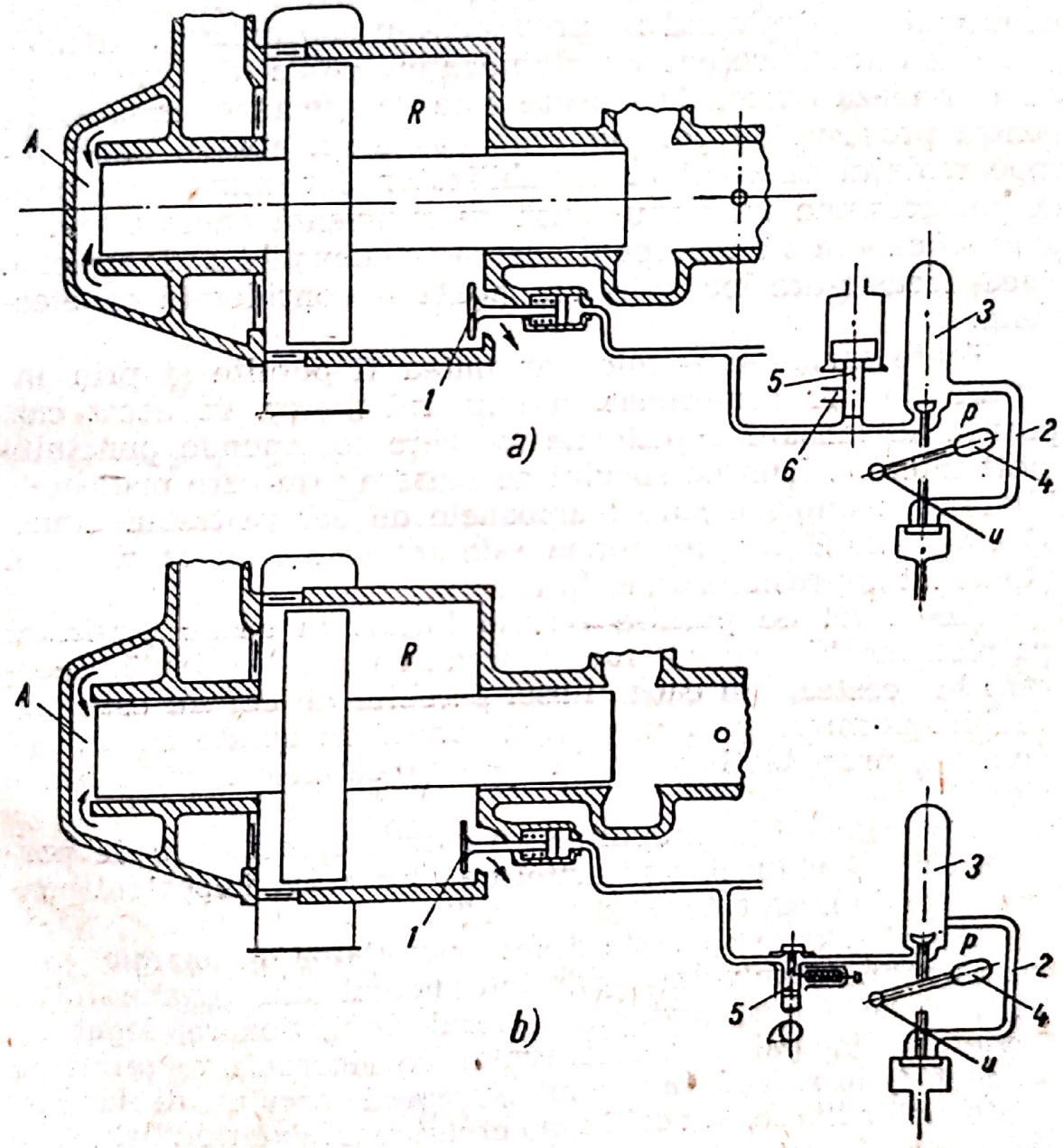


Fig. 72. Dispozitivul de pornire al unor mașini cu pistoane libere de tipul „spre exterior":

a — schema pornirii unor mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre exterior" (B.L.H.), cu închiderea supapelor de golire pe cale pneumatică; *b* — schema pornirii unor mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre exterior" cu acționarea mecanică a supapelor de golire.

Scanned with OKEN Scanner

La procesul de deschidere mecanică, pistonul de pornire 5 este acționat printr-o camă cuplată cu dispozitivul de sincronizare.

S-a amintit la începutul acestui paragraf că pornirea mașinilor termice cu pistoane libere trebuie să aibă loc după primul șoc de lansare, din care cauză acest prim șoc este de importanță, el trebuind să provoace autoaprinderea. La tipul „spre interior" echipat cu stabilizator, cursa de întoarcere care urmează cursei de lansare este de asemenea importantă pentru procesul de pornire, căci în timpul acestei curse începe reglajul energiei prin stabilizator, iar cursa următoare de compresiune va trebui dusă cu suficientă energie pentru a provoca din nou autoaprinderea combustibilului injectat. Dacă aceasta are loc, pornirea poate fi considerată ca efectuată.

Toate mașinile termice ar putea fi pornite și prin insuflare de aer comprimat în cilindrul motor. În acest caz, poziția de lansare a pistoanelor libere corespunde punctului mort interior. Energia șocului de lansare prin care pistoanele libere sînt împinse spre tampoanele de aer va trebui atunci să corespundă energiei normale de ardere a cilindrului motor alimentat la presiune atmosferică.

Acest fel de pornire trebuie folosit în cazul mașinilor cu pistoane libere care funcționează cu acțiune dublă, deoarece la acestea, din cauza lipsei pernelor de aer nu este realizabilă pornirea prin insuflarea aerului în aceste spații, așa cum s-a procedat la formele care funcționează cu acțiune simplă.

Uneori au fost propuse și dispozitive mecanice de pornire. Un exemplu al unui astfel de dispozitiv, important pentru unitățile mici, este redat în fig. 73.

Arcul *1*, care servește drept acumulator de energie, este strîns rotind manivela *2*, prin intermediul unui angrenaj *3* și al unui sistem de leviere. Levierul de acționare, legat de levierul principal al dispozitivului de sincronizare printr-un clichet *4*, provoacă în timpul strîngerii arcului deplasarea pistoanelor libere în poziția punctului mort exterior. Prin destinderea arcului poate fi efectuată mișcarea bruscă a pistoanelor libere necesară pornirii.

O anumită importanță o poate dobîndi și pornirea cu ajutorul unor cartușe de lansare. Această metodă de pornire folosită des la motoarele cu autoaprindere pare foarte indicată

la pornirea mașinilor termice cu pistoane libere. Masele relativ reduse ale pistoanelor libere care trebuie puse în mișcare se pretează mult mai bine pentru o asemenea pornire prin explozie de pulbere, decît ambielajul destul de greu al motoarelor cu autoaprindere obișnuite.

Printr-un simplu dispozitiv mecanic de percuție, asemănător celor folosite la pornirea motoarelor cu autoaprindere, care se găsesc în legătură cu spațiul de compresiune al cilindrului motor, poate fi dusă la explozie încărcătura de pulbere a cartușului de lansare introdus în dispozitiv, asemenea

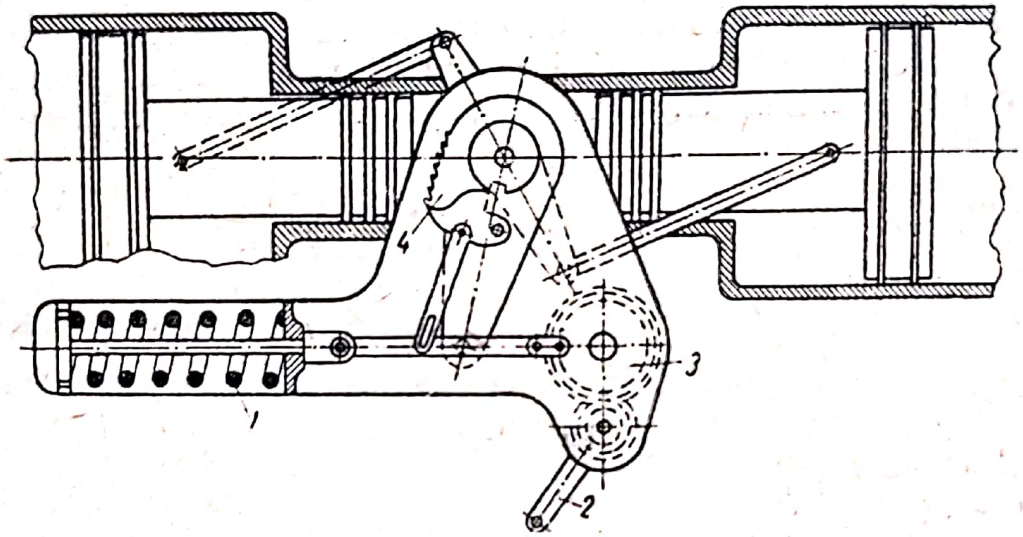


Fig. 73. Dispozitiv de pornire mecanică a mașinilor de forță cu pistoane libere.

descărcării unui revolver, obținînd astfel pe o cale simplă șocul necesar de lansare al pistoanelor libere. Încărcătura de pulbere poate fi dozată precis corespunzător energiei necesare pornirii.

Această metodă foarte simplă și comodă nu trebuie privită ca o metodă auxiliară pentru cazurile cînd aerul de pornire a fost consumat și compresorul respectiv s-a defectat, ci ca o metodă valoroasă și utilă de pornire.

O importanță deosebită trebuie să se acorde pornirii unităților mici de mașini cu pistoane libere.

Dacă la unitățile mari procesul de pornire se efectuează cu toată siguranța după primul șoc de lansare, la unitățile mici pot să apară anumite dificultăți la pornire. Înainte de toate se poate întîmpla ca, din cauza unor pierderi mari în timpul lansării, șocul de pornire să decurgă fără aprinderea

combustibilului injectat. La diametre mai mici ale cilindrului motor (sub 100 mm), pornirea prin autoaprindere la primul șoc nu este sigură.

Influența mare a întîrzierilor la aprindere asupra proceselor de pornire a unităților mici rezultă și din încercările făcute cu ajutorul unor berbeci Diesel de calibru mic, la care puteau fi obținute aprinderi după fiecare cădere a berbecului chiar la temperaturile joase ale iernii, raporturile volumetrice de compresiune fiind de numai $\varepsilon = 13$. Faptul că, în astfel de condiții dificile, ele aveau totuși loc, se explică prin aceea că berbecul greu menținea la sfîrșitul căderii sale aerul în stare comprimată mai mult decît dura întîrzierea la aprindere. Cînd presiunea elastică a aerului, respectiv a gazelor de ardere, îl arunca iarăși în sus, procesul de aprindere era amorsat.

VII. POSIBILITĂŢILE DE PERFECŢIONARE A MAŞINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Supraalimentarea cilindrului compresor (alimentarea prealabilă)

Pentru a putea obţine o putere mai mare cu aceleaşi dimensiuni ale unei maşini termice cu pistoane libere, au fost dezvoltate în ultimul timp maşini termice cu pistoane libere cu supraalimentarea cilindrului compresor.

Supraalimentarea cilindrului compresor al generatorului cu pistoane libere se face printr-un compresor rotativ. Pot fi folosite compresoare cu efect de dizlocare (compresoare capsulare, respectiv cu pistoane rotative) sau compresoare centrifuge radiale, respectiv compresoare axiale. Aceste compresoare sînt acţionate fie printr-o maşină de forţă specială (de obicei turbină), alimentată cu gaze de lucru, ca în fig. 74, fie printr-o maşină propriu-zisă de forţă (turbina principală), ca în fig. 75. În primul caz, turbina de supraalimentare (sau prealimentare) 3 este alimentată printr-o conductă derivată din colectorul de evacuare din preajma turbinei principale, cu o cantitate de gaze de lucru corespunzătoare puterii turbinei de supraalimentare. În al doilea caz, puterea de acţionare a compresorului de supraalimentare este derivată mecanic de la turbina principală, în sensul că acţionarea compresorului de supraalimentare se face, fie prin cuplaj direct la capătul liber al turbinei principale, fie — dacă aceasta nu este posibil din lipsa unei extremităţi libere sau a unei turaţii necorespunzătoare — prin intermediul unui angrenaj.

Nu trebuie pierdut din vedere că, în cazul supraalimentării cilindrului compresor, energia gazelor de lucru este con-

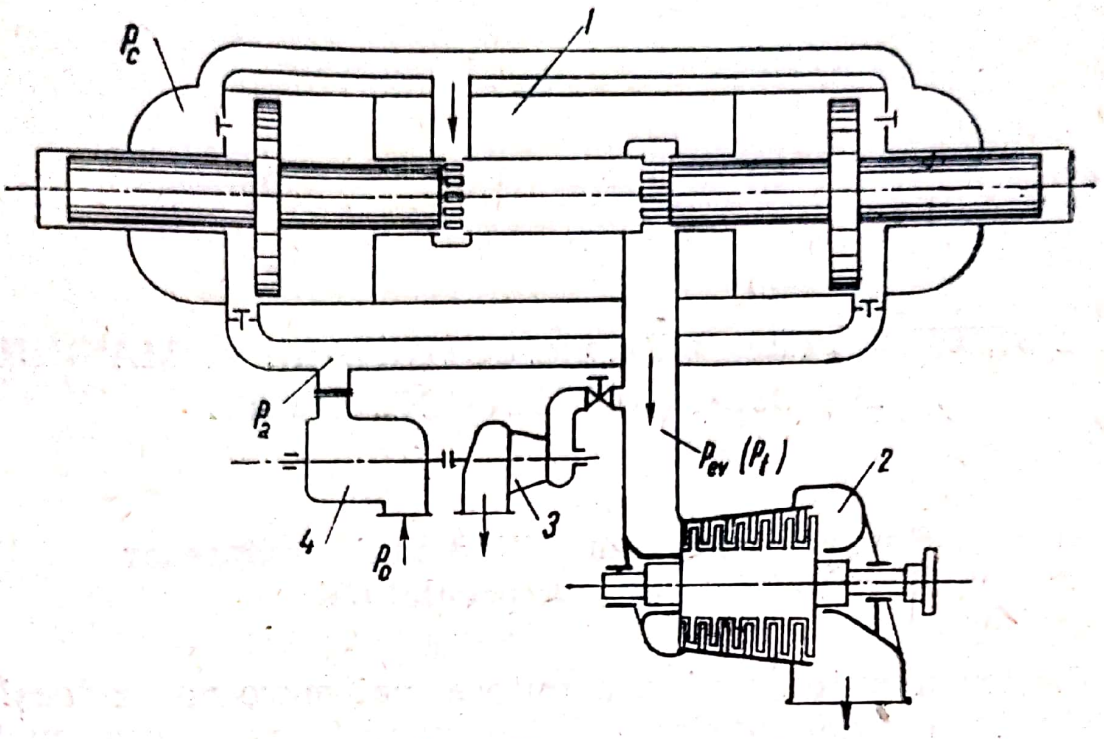


Fig. 74. Schema supraalimentării cilindrului compresor. Compresorul de supraalimentare acţionat printr-o turbină specială:

1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — turbină cu gaze; *3* — turbina cu gaze a compresorului de supraalimentare; *4* — compresor de supraalimentare.

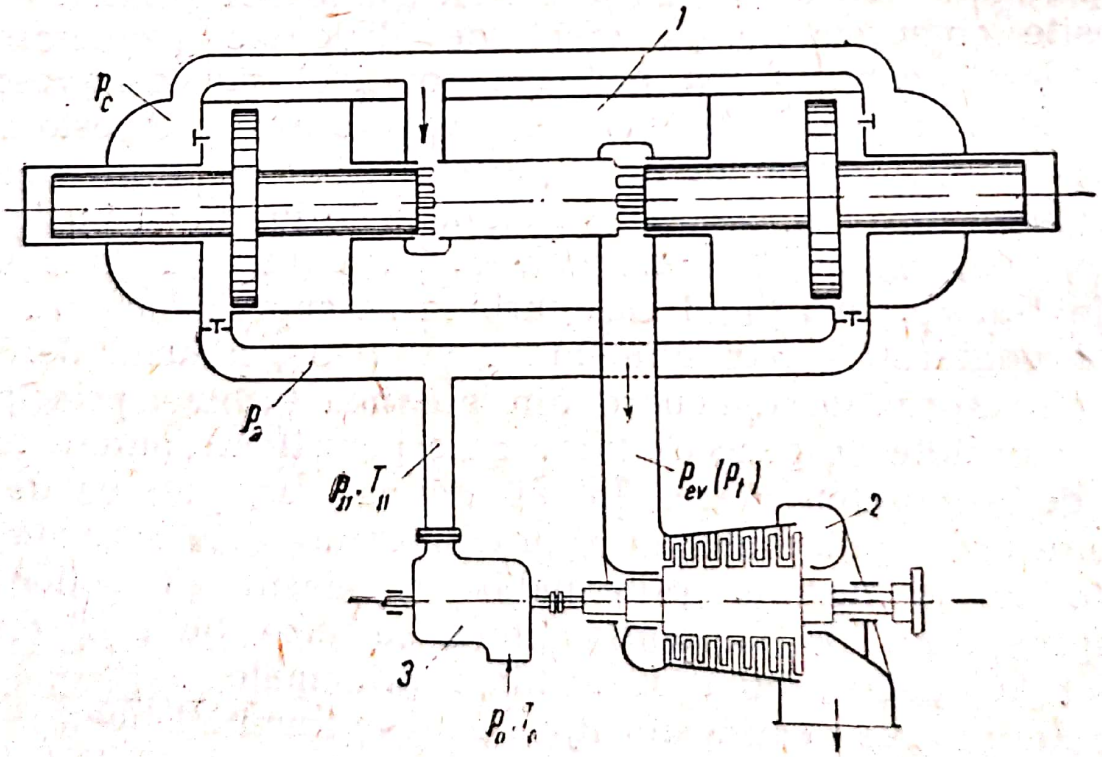


Fig. 75. Schema supraalimentării cilindrului compresor. Compresorul de supraalimentare acţionat prin turbina principală:

1 — generator de gaze cu pistoane libere; 2 — turbină cu gaze; 3 — compresor de supraalimentare.

Scanned with OKEN Scanner

siderabil mărită, astfel încît la arborele turbinei principale se obține o putere cu mult mai mare decît fără supraalimentarea cilindrului compresor.

În fig. 75, p_0 este presiunea atmosferică, iar p_a este presiunea de alimentare a generatorului cu pistoane libere.

În cilindrul compresor al generatorului cu pistoane libere aerul este comprimat la o presiune $p_c = p_2$, care este mai înaltă decît cea fără supraalimentare. Astfel, dacă supraalimentarea cilindrului compresor se efectuează cu *2* ata, presiunea de compresiune p_c din cilindrul compresor se ridică cu aceeași cursă a pistonului liber aproximativ la valoarea dublă. Cu o astfel de presiune ridicată au loc baleiajul și alimentarea cilindrului motor. Cu toată presiunea ridicată a aerului de baleiaj, reușita baleiajului este de data aceasta nu mai puțin bună decît la baleiajul cu presiunea mai mică a funcționării fără supraalimentarea cilindrului compresor. Se știe din paragraful „Problema curgerii aerului de baleiaj" că, în mod obișnuit, baleiajul cilindrului motor se efectuează în condiții imperfecte, atunci cînd presiunea aerului de baleiaj este mult mai ridicată și debitul volumetric corespunzător de baleiaj e foarte mic. În cazul supraalimentării cilindrului compresor, același volum al cilindrului compresor permite, la o alimentare cu aer sub presiune mai ridicată, un debit gravimetric al aerului de baleiaj mai mare. Un alt avantaj al supraalimentării cilindrului compresor constă în faptul că, deși presiunea aerului comprimat este foarte înaltă, gradul de umplere al cilindrului compresor poate fi menținut la valoarea ridicată corespunzătoare presiunii joase a aerului din funcționarea fără supraalimentarea cilindrului compresor.

Datorită debitului de aer mărit dispar motivele indicate anterior, care ar împiedica o bună funcționare a mașinii la presiuni mai înalte ale aerului de baleiaj, astfel încît supraalimentarea cilindrului compresor poate fi privită ca una dintre cele mai eficace măsuri de mărire a puterii prin ridicarea presiunii gazelor de lucru.

Lucrul mecanic de compresiune și de refulare a aerului din cilindrul compresor corespunde ariei suprafeței *1-2-3-4* (fig. 76), care este mult mai mare decît la funcționarea fără supraalimentare. Și în acest caz trebuie să existe relația:

$$L_{C_i} = \eta_m L_{M_i},$$

deoarece lucrul mecanic de compresiune trebuie să fie compensat de cel motor. Aceasta devine posibil prin faptul că sarja cilindrului motor este capabilă să dezvolte o energie mai mare la o presiune mai înaltă a aerului de alimentare.

Puterea teoretică a generatorului de gaze cu pistoane libere cu supraalimentarea cilindrului compresor printr-un compresor antrenat de o turbină specială cu gaze, putere ce stă la dispoziţia turbinei principale, rezultă din relaţia:

$$P_{G_{PR}} = \underbrace{\frac{1}{75}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}(G_{A_{PR}}+B_{PR})_{sec}R_AT_1\left[1-\left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}_{\text{Puterea totală teoretică a gazelor de lucru}} -$$

$$-\underbrace{\frac{1}{75}\cdot\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\cdot\frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\eta_{C_{PR}}}G_{A_{PR\text{-}sec}}R_AT_0\left[\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right]}_{\text{Puterea necesară antrenării turbinei de supraalimentare}}[\text{CP}] \qquad (228)$$

sau:

$$P_{PR} = \frac{1}{75}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}R_A\left\{(G_{A_{PR}}+B_{PR})_{sec}T_1\left[1-\left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\eta_{C_{PR}}}G_{A_{PR\text{-}sec}}T_0\left[\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right]\right\}[\text{CP}]. \qquad (229)$$

Compresorul de supraalimentare aspiră aerul la presiunea atmosferică p_0 şi îl refulează mai departe spre cilindrul compresor al generatorului de gaze cu pistoane libere la o presiune mai ridicată p_a (1,5—2—2,5 ata), după sporirea urmărită a puterii.

În fig. 76 este reprezentată diagrama ciclului complex al unei instalaţii de forţă cu pistoane libere, cu supraalimentarea cilindrului compresor. Linia *9-10* corespunde aspiraţiei aerului în compresorul de supraalimentare (prealimentare), iar *10-11*, compresiunii din acel compresor. Pentru îmbunătăţirea umplerii cilindrului compresor, poate fi aplicată o răcire intermediară izobară a aerului de alimentare, corespunzătoare liniei *11-1*. Prin această răcire se coboară temperatura aerului de la t_{11} la t_1. Punctul *1* al diagramei corespunde astfel începutului alimentării cilindrului compresor al genera-

torului cu pistoane libere. Refularea aerului de alimentare, adică umplerea cilindrului compresor, este reprezentată prin dreapta *1-4*.

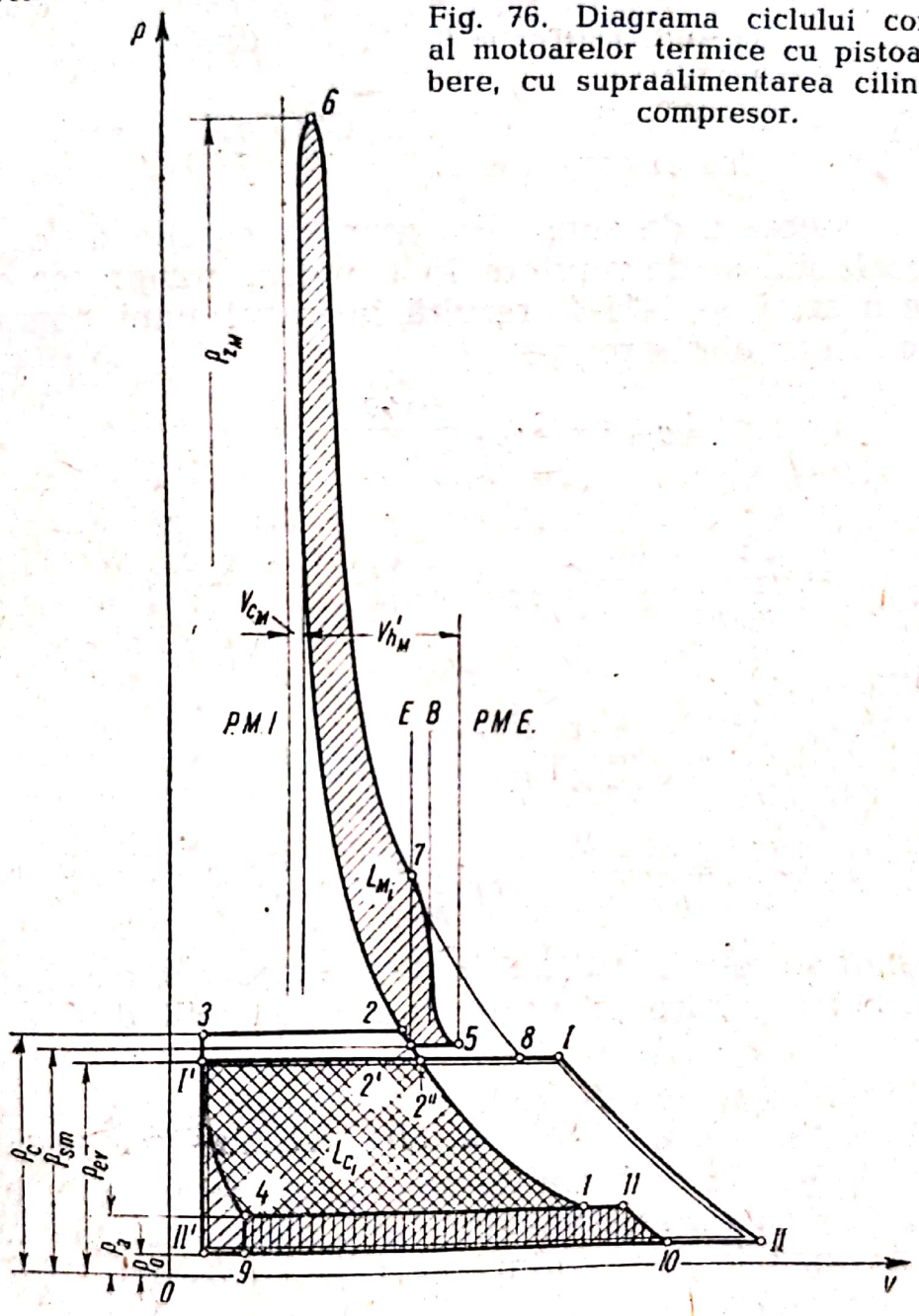


Fig. 76. Diagrama ciclului complex al motoarelor termice cu pistoane libere, cu supraalimentarea cilindrului compresor.

Greutatea aerului admis de compresorul prealabil, egală cu cea refulată în cilindrul compresor al generatorului de gaze cu pistoane libere, se calculează cu formula

$$G_{APR} = \frac{p_a V'_{hc}}{R_A T_a},$$

în care:

$p_a = p_1$ este presiunea iniţială din cilindrul compresor;

V'_{h_c} — volumul cursei din cilindrul compresor, corespunzător distanţei *1-4* din diagrama complexă;

$T_a = T_1$ — temperatura iniţială absolută a şarjei cilindrului compresor.

Lucrul mecanic de supraalimentare, respectiv de compresiune prealabilă şi de refulare în cilindrul compresor corespunzătoare ariei *9-10-11-4*, rezultă în cazul unui compresor centrifug sau axial din relaţia:

$$L_{C_{PR}} = G_{A_{PR}} \frac{L_{ad\text{-}C_{PR}}}{\eta_{C_{PR}}} =$$

$$= \frac{1}{\eta_{C_{PR}}} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_{A_{PR}} R_A T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right], \qquad (230)$$

respectiv

$$L_{C_{PR}} = \frac{1}{A} \frac{G_{A_{PR}}}{\eta_{C_{PR}}} (i_{11} - i_{10}) =$$

$$= \frac{1}{A} \cdot \frac{G_{A_{PR}}}{\eta_{C_{PR}}} c_{p_A} \Big|_{t_{10}}^{t_{11}} (t_{11} - t_{10}). \qquad (231)$$

Indicele *PR* se referă atît la relaţiile de mai sus, cît şi la cele următoare cu privire la supraalimentarea cilindrului compresor.

Puterea corespunzătoare este acoperită, cum s-a explicat înainte, fie direct, de turbina principală, fie de turbina alimentată de gazele de lucru deviate (priză de gaze de lucru). Aproximativ cu această valoare va fi micşorată puterea turbinei principale în fiecare dintre cele două cazuri.

Formula (228) mai poate fi scrisă:

$$P_{G_{PR}} = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} (i_I - i_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{G_{A_{PR\text{-}sec}}}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} (i_{11} - i_{10}) \right] [\mathrm{CP}]. \qquad (232)$$

respectiv

$$P_{GPR} = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} \cdot c_{p_A} \Big|_{II}^{I} (t_I - t_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{G_{A_{PR\text{-}sec}}}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} c_{p_A} \Big|_{10}^{11} (t_{11} - t_{10}) \right] \text{[CP]}. \qquad (233)$$

Puterea efectivă a instalației de forță cu pistoane libere cu supraalimentare este în acest caz:

$$P_{e_{PR}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R_A \left\{ (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 \right] \right\} \text{[CP]} \qquad (234)$$

sau

$$P_{e_{PR}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} (i_I - i_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{G_{A_{PR\text{-}sec}}}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} (i_{11} - i_{10}) \right] \text{[CP]}, \qquad (235)$$

respectiv

$$P_{e_{PR}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} c_{p_A} \Big|_{II}^{I} (t_I - t_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{G_{A_{PR\text{-}sec}}}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} c_{p_A} \Big|_{10}^{11} (t_{11} - t_{10}) \right] \text{[CP]}. \qquad (236)$$

Cînd acționarea compresorului prealabil se face prin turbina principală, rezultă următoarea formulă a puterii efective a instalației de forță:

$$P_{e_{PR}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} R_A T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] -$$

$$- \frac{1}{\eta_{C_{PR}}} \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_{A_{PR\text{-}sec}} R_A T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 \right] \text{[CP]}, \qquad (237)$$

iar prin simplificare

$$P_{e_{PR}} = \frac{1}{75}\frac{\varkappa}{\varkappa-1} R_A \left\{ \eta_{tu} (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 \right] \right\} \text{[CP]}, \qquad (238)$$

sau:

$$P_{e_{PR}} = \frac{1}{75}\frac{1}{A} \left[\eta_{tu} (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} (i_I - i_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} (i_{11} - i_{10}) \right] \text{[CP]}, \qquad (239)$$

respectiv

$$P_{e_{PR}} = \frac{1}{75}\frac{1}{A} \left[\eta_{tu} (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} c_{p_A} \Big|_{II}^{I} (t_I - t_{II}) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} c_{p_A} \Big|_{10}^{11} (t_{11} - t_{10}) \right] \text{[CP]}. \qquad (240)$$

Randamentul global al mașinii termice cu pistoane libere cu supraalimentarea cilindrului compresor corespunde raportului:

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{AL_{e_{PR}}}{B_{PR} H_i},$$

sau, în cazul antrenării compresorului de supraalimentare printr-o turbină specială:

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{A \left[\eta_{tu} \cdot \text{aria}\,(I\text{-}II\text{-}II'\text{-}I') - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} \text{aria}\,(9\text{-}10\text{-}11\text{-}4) \right]}{B_{PR} H_i}. \qquad (241)$$

Prin introducerea valorilor corespunzătoare, relația anterioară poate fi exprimată astfel:

$$\eta_{e_{PR}} = A \frac{\eta_{tu} \frac{\varkappa}{\varkappa-1} R_A \left\{ (G_{A_{PR}} + B_{PR}) T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] - X \right\}}{B_{PR} H_i} \qquad (242)$$

în care:

$$X = \frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\,G_{A_{PR}}\,T_0\left[\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]$$

sau:

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{\eta_{tu}\left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})(i_{\mathrm{I}} - i_{\mathrm{II}}) - \dfrac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\,G_{A_{PR}}\,(i_{11} - i_{10})\right]}{B_{PR}H_i}, \tag{243}$$

respectiv

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{\eta_{tu}\left[(G_{A_{PR}} + B_{PR})\,c_{p_A}\Big|_{\mathrm{II}}^{\mathrm{I}}(t_{\mathrm{I}} - t_{\mathrm{II}}) - Y\right]}{B_{PR}H_i} \tag{244}$$

în care:

$$Y = \frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\,C_{A_{PR}}\,c_{p_A}\Big|_{10}^{11}(t_{11} - t_{10}).$$

În cazul acționării compresorului de prealimentare prin turbina principală, urmează:

$$\eta_{e_{PR}} = A\,\frac{\dfrac{\varkappa}{\varkappa-1}\,R_A\left\{\eta_{tu}\,(G_{A_{PR}} + B_{PR})\,T_{\mathrm{I}}\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] - Z\right\}}{B_{PR}H_i} \tag{245}$$

în care:

$$Z = \frac{1}{\eta_{C_{PR}}}\,G_{A_{PR}}\,T_0\left[\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]$$

sau:

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{\eta_{tu}(G_{A_{PR}} + B_{PR})(i_{\mathrm{I}} - i_{\mathrm{II}}) - \dfrac{1}{\eta_{C_{PR}}}\,G_{A_{PR}}\,(i_{11} - i_{10})}{B_{PR}H_i}, \tag{246}$$

respectiv

$$\eta_{e_{PR}} = \frac{\eta_{tu}(G_{A_{PR}} + B_{PR})\,c_{p_A}\Big|_{\mathrm{II}}^{\mathrm{I}}(t_{\mathrm{I}} - t_{\mathrm{II}}) - \dfrac{1}{\eta_{C_{PR}}}\,G_{A_{PR}}\,c_{p_A}\Big|_{10}^{11}(t_{11} - t_{10})}{B_{PR}H_i} \tag{247}$$

În formulele de mai sus produsul $B_{PR}H_i$ poate fi de asemenea înlocuit prin AL_{M_i}/η_i, în care L_{M_i} reprezintă de data aceasta energia indicată din cilindrul motor, mărită prin supraalimentare.

În scopul reducerii lucrului mecanic consumat în cilindrul compresor poate fi utilizată, pe lîngă amintita răcire intermediară a aerului de alimentare, şi introducerea în şarja de aer a cilindrului compresor, spre finele umplerii acestuia, a unei cantităţi de apă în stare fin pulverizată şi dozată adecvat gradului de compresiune din cilindrul compresor. Prin această îmbogăţire a aerului cu vapori de apă, randamentul termic al ciclului din cilindrul motor scade în mică măsură din cauza creşterii căldurii specifice a şarjei cilindrului. În acelaşi timp are loc şi o micşorare a gradului de încălzire θ al gazelor de lucru. Măsura în care aceste fenomene influenţează randamentul global al instalaţiei va fi precizată mai tîrziu, la studiul randamentului maşinilor de forţă cu pistoane libere; se poate însă anticipa şi afirma, cu drept cuvînt, că aceste neajunsuri nu sînt atît de accentuate ca avantajul micşorării lucrului mecanic de compresiune şi de refulare din cilindrul compresor şi al măririi greutăţii şarjei de aer din cilindrul motor cu creşterea corespunzătoare a puterii maşinii. Din cauza temperaturii mai joase a aerului de baleiaj, solicitările termice deosebit de mari ale cilindrului motor cu foarte înaltă supraalimentare pot fi atenuate în mod eficace. O altă măsură cu efecte similare este răcirea aerului înainte de intrarea în cilindrul motor, aplicată de asemenea în cazul supraalimentării cilindrului compresor.

Conform relaţiei

$$L_{C_i} = \eta_m L_{M_i},$$

este valabilă şi în cazul supraalimentării cilindrului compresor egalitatea:

$$\underbrace{\text{Aria suprafeţei } 1\text{-}2\text{-}3\text{-}4}_{\substack{\text{Lucrul mecanic indicat}\\ \text{din cilindrul compresor}}} = \underbrace{\eta_m \cdot \text{Aria suprafeţei } 2\text{-}6\text{-}7\text{-}5\text{-}2'}_{\substack{\text{Lucrul mecanic efectiv din cilindrul}\\ \text{motor}}}$$

În mod obişnuit, o valoare atît de mare a ariei suprafeţei diagramei cilindrului motor nu poate fi realizată decît cu greu fără o accentuată creştere a presiunii de ardere. La presiunile mari de alimentare a cilindrului motor, folosite în cazul

supraalimentării cilindrului compresor, care pot depăși uneori 10 at, presiunea p_{c_M} de la sfîrșitul compresiunii din cilindrul motor poate atinge, la un raport de compresiune de numai $\varepsilon=5$, valori de aproximativ 100 at, pentru a depăși uneori chiar limita de 200 at la $\varepsilon=10$.

Din această cauză se recomandă, în cazul supraalimentării, să se dirijeze mersul injecției combustibilului în așa fel, încît în urma arderii combustibilului presiunea să nu crească cu mult peste valoarea presiunii finale de compresiune, iar aria mărită a diagramei să fie realizată printr-o prelungire a duratei de injecție, atingîndu-se o formă a diagramei asemănătoare cu cea de presiune constantă a motoarelor cu autoaprindere mai vechi, cu injecție pneumatică.

Deși randamentul termic și randamentul indicat ale unui astfel de ciclu prezintă valori mai mici decît în cazul unei arderi de durată mai scurtă, randamentul global al instalației este influențat într-o măsură mai mică, deoarece temperatura gazelor de evacuare din cilindrul motor este mai înaltă, mărind prin aceasta și gradul de încălzire θ al gazelor de lucru.

2. Supraalimentarea cilindrului compresor și postarderea

Pentru cazurile în care se cere o importantă creștere a puterii pe o durată scurtă, economicitatea exploatării trecînd în această perioadă pe plan secundar (sporirea puterii pe o durată scurtă la propulsia navelor de mare tonaj etc.), folosirea postarderii poate fi de folos.

După cum se știe, gazele de lucru conțin circa 5—8 părți de aer curat la o parte gaze de evacuare. Acest exces mare de aer al gazelor de lucru permite să se ardă într-o cameră specială, dispusă între generatorul de gaze cu pistoane libere și turbină (fig. 77), o cantitate suplimentară de combustibil, obținîndu-se astfel o creștere apreciabilă a puterii. Procesul termoenergetic al acestei arderi suplimentare, care prin analogie cu procesul corespunzător întîlnit la avioanele cu reacție se numește postardere, se desfășoară cu un randament mai scăzut decît al instalației cu pistoane libere. Randamentul global al instalației este influențat într-o măsură mai mică

de această ardere parţială, ceea ce, cum s-a mai spus, este însă de mică importanţă faţă de mărirea apreciabilă momentană a puterii.

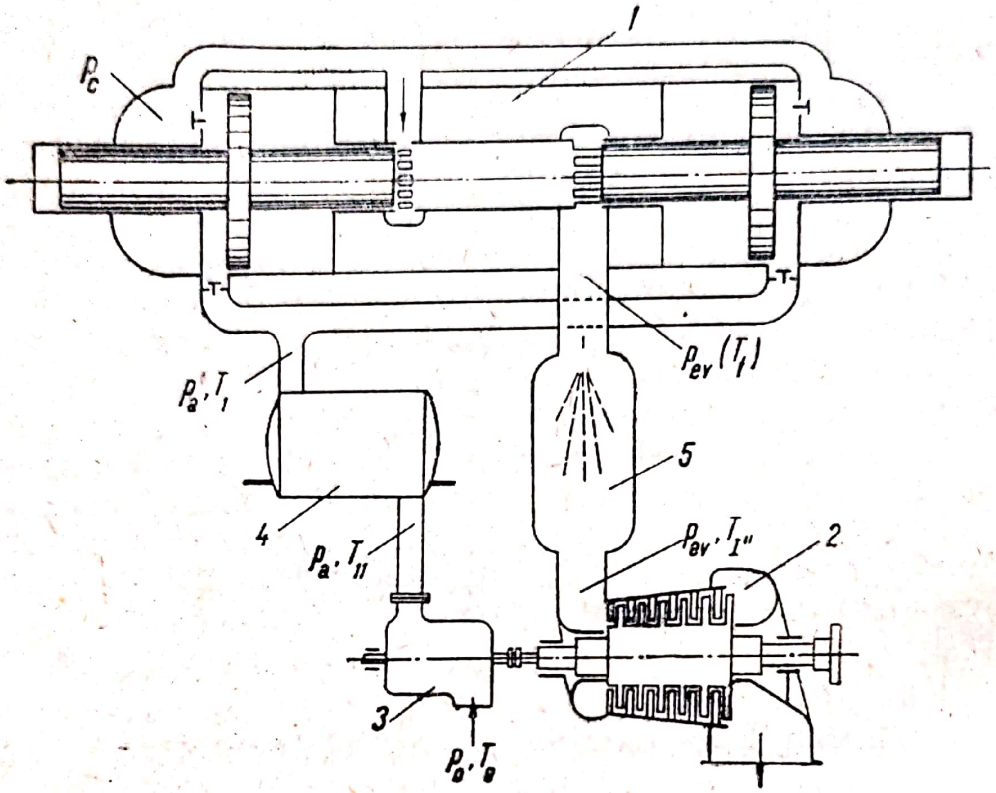


Fig. 77. Schema instalaţiei de forţă cu pistoane libere, cu supraalimentarea cilindrului compresor şi cu postardere:
1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — turbină cu gaze; *3* — compresor de supraalimentare; *4* — răcitor intermediar de aer; *5* — cameră de postardere.

În fig. 78 este reprezentat ciclul complex al unei instalaţii termice cu pistoane libere, cu supraalimentarea cilindrului compresor şi postardere. Sporirea lucrului mecanic, respectiv a puterii prin postardere, corespunde ariei suprafeţei *I-I″-II″-II*.

Măsura care ne arată cît de departe poate fi împinsă creşterea puterii prin postardere rezultă din economicitatea exploatării, în primul rînd însă din creşterea în limite admisibile a temperaturii gazelor de lucru. Cum s-a arătat de altfel încă la începutul lucrării, unul dintre avantajele principale ale maşinilor termice cu pistoane libere faţă de obişnuitele instalaţii cu turbine cu gaze este funcţionarea cu un randament foarte ridicat (circa 37%) la o temperatură relativ

joasă a gazelor de lucru (400—500°C), nefiind astfel nevoie de materiale speciale pentru paletajul turbinelor. Prin supraalimentarea cilindrului compresor entalpia specifică a

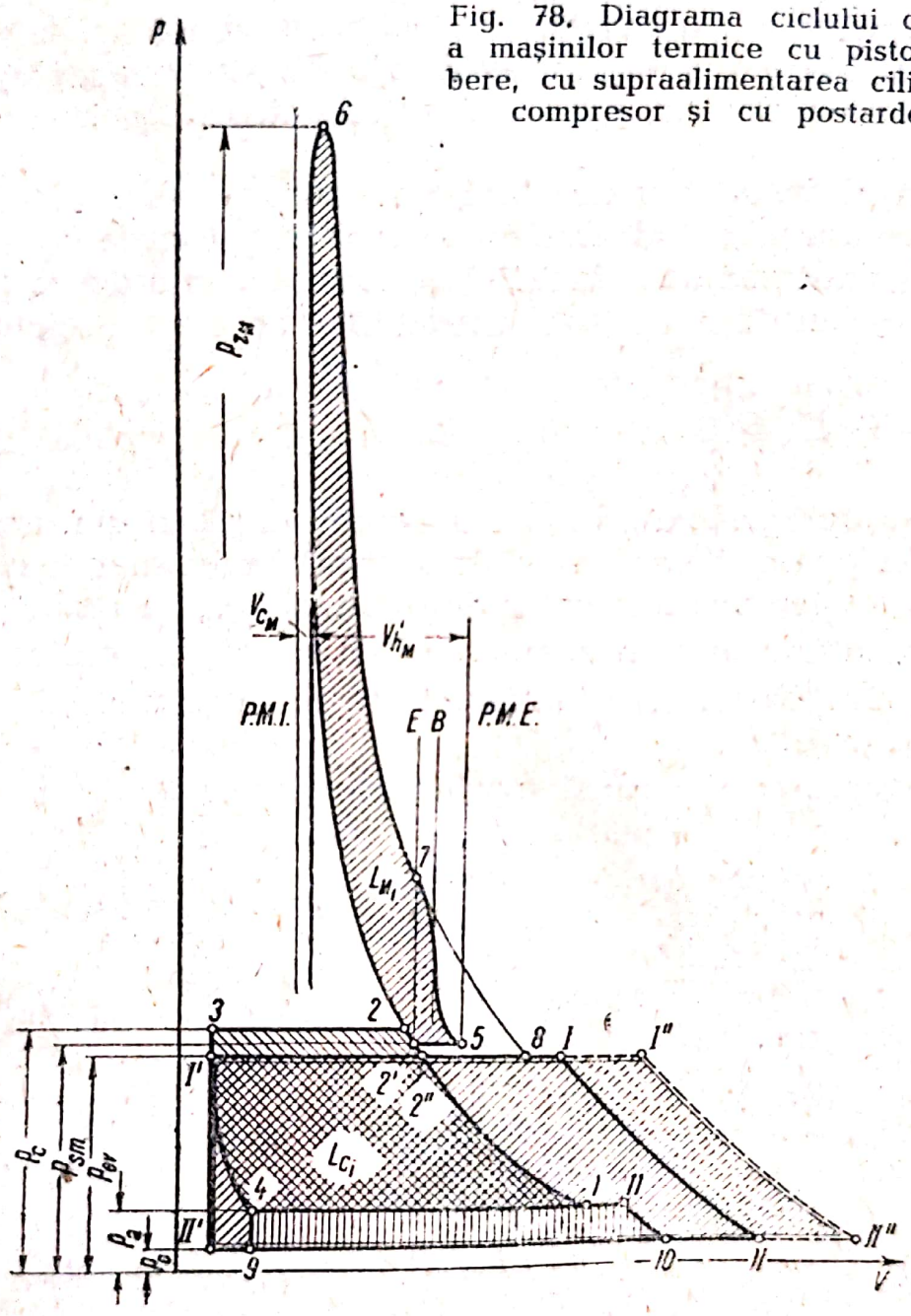


Fig. 78. Diagrama ciclului complex a mașinilor termice cu pistoane libere, cu supraalimentarea cilindrului compresor și cu postardere.

gazelor de lucru crește numai în mică măsură, ceea ce depinde în primul rînd de gradul încălzirii intermediare și de sarcină. Faptul că și în condițiile supraalimentării temperatura gazelor de lucru nu depășește la sarcină plină 500—

600°C permite, de asemenea, folosirea unor materiale obișnuite la paletajul turbinei, respectiv prelungește viața mașinii. În cazul folosirii unor materiale speciale pentru paletaj, cum este cazul la turbinele obișnuite cu gaze, temperatura gazelor de lucru ale mașinii cu pistoane libere ar putea fi sporită pînă la valoarea obișnuită (800°C). Aceasta reprezintă totodată limita căutată, pînă la care ar putea fi împinsă postarderea.

În cazul instalației de forță cu pistoane libere folosind supraalimentarea cilindrului compresor și postarderea suplimentară, cantitatea de căldură Q_{PA} produsă prin arderea suplimentară a cantității de combustibil B_{PA} de fiecare ciclu rezultă din:

$$Q_{PA} = B_{PA} H_i = (G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})\, c_{p_{M\text{-}PA}} \Big|_{\mathrm{I}}^{\mathrm{I}''} (t_{\mathrm{I}}'' - t_{\mathrm{I}}). \qquad (248)$$

Cantitatea de combustibil B_{PA} din paranteza părții din dreapta a ecuației poate fi neglijată într-o primă aproximație. În loc de căldura specifică a gazelor de lucru $c_{p_{M\text{-}PA}}$, în cazul arderii suplimentare poate fi admisă la început cea a aerului c_{p_A}.

Din (248) poate fi determinată creșterea temperaturii datorită postarderii.

Creșterea puterii efective prin postardere este:

$$P_{PA} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] [(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec} \times$$

$$\times R_{M_{PA}} T_{\mathrm{I}}'' - (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} R_A T_{\mathrm{I}}] \quad [\mathrm{CP}] \qquad (249)$$

sau:

$$P_{PA} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{1}{A} [(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec} (i_{\mathrm{I}}'' - i_{\mathrm{II}}'') -$$

$$- (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec} (i_{\mathrm{I}} - i_{\mathrm{II}})] \quad [\mathrm{CP}], \qquad (250)$$

respectiv

$$P_{PA} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec}\, c_{p_{M\text{-}PA}} \Big|_{\mathrm{II}''}^{\mathrm{I}''} (t_{\mathrm{I}}'' - t_{\mathrm{II}}'') - \right.$$

$$\left. - (G_{A_{PR}} + B_{PR})_{sec}\, c_{p_A} \Big|_{\mathrm{II}}^{\mathrm{I}} (t_{\mathrm{I}} - t_{\mathrm{II}}) \right] \quad [\mathrm{CP}]. \qquad (251)$$

Scanned with OKEN Scanner

Puterea efectivă a instalației de forță cu pistoane libere cu supraalimentare și postardere (s-a respectat numai cazul cu turbină de supraalimentare separată) este:

$$P_{e_{PR\text{-}PA}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left\{ (G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec} R_{M_{PA}} T_{\text{I}}'' \left[1 - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} R_A T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1 \right] \right\} \text{[CP]} \quad (252)$$

sau

$$P_{e_{PR\text{-}PA}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec} (i_{\text{I}}'' - i_{\text{II}}'') - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} (i_{11} - i_{10}) \right] \text{[CP]}, \quad (253)$$

respectiv

$$P_{e_{PR\text{-}PA}} = \eta_{tu} \frac{1}{75} \frac{1}{A} \left[(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})_{sec} c_{p_{M\text{-}PA}} \Big|_{\text{II}''}^{\text{I}''} (t_{\text{I}}'' - t_{\text{II}}'') - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} G_{A_{PR\text{-}sec}} c_{p_A} \Big|_{10}^{11} (t_{11} - t_{10}) \right] \text{[CP]}. \quad (254)$$

Randamentul efectiv al mașinii de forță cu supraalimentare prin turbină separată și postardere rezultă din raportul:

$$\eta_{e_{PR\text{-}PA}} = \frac{AL_{e_{PR\text{-}PA}}}{(B_{PR} + B_{PA}) H_i} =$$

$$= \frac{A\eta_{tu} \left[\text{aria } (I''\text{-}II''\text{-}II'\text{-}I') - \frac{1}{\eta_{tu_{PR}} \eta_{C_{PR}}} \text{aria } (9\text{-}10\text{-}11\text{-}4) \right]}{(B_{PR} + B_{PA}) H_i},$$

care duce la relația:

$$\eta_{e_{PR\text{-}PA}} = A \frac{\eta_{tu} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left\{ (G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA}) R_{M_{PA}} T_{\text{I}}'' \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}} \right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right] - U \right\}}{(B_{PR} + B_{PA}) H_i} \quad (255)$$

în care:

$$U = \frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\, G_{A_{PR}} R_A T_0 \left[\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]$$

Această relație poate fi scrisă și în felul următor:

$$\eta_{e_{PR\text{-}PA}} = \frac{\eta_{tu}\left[(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})\,(i_{\mathrm{I}}'' - i_{\mathrm{II}}'') - V\right]}{(B_{PR} + B_{PA})\,H_i} \qquad (256)$$

în care

$$V = \frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\, G_{A_{PR}}\,(i_{11} - i_{10}),$$

respectiv

$$\eta_{e_{PR\text{-}PA}} = \frac{\eta_{tu}\left[(G_{A_{PR}} + B_{PR} + B_{PA})\, c_{p_{M\text{-}PA}}\Big|_{\mathrm{II}''}^{\mathrm{I}''}\,(t_{\mathrm{I}}'' - i_{\mathrm{II}}'') - W\right]}{(B_{PR} + B_{PA})\,H_i} \qquad (257)$$

în care:

$$W = \frac{1}{\eta_{tu_{PR}}\,\eta_{C_{PR}}}\, G_{A_{PR}} c_{p_A}\Big|_{11}^{10}\,(t_{11} - t_{10})\,.$$

3. Procesul mixt gaze-abur al instalației termice cu pistoane libere

Amestecul de gaze de lucru al instalațiilor de forță cu pistoane libere conține în general 70 pînă la 85% aer curat. În loc de a folosi, ca în paragraful precedent, acest exces mare de aer la postardere, în camere speciale de ardere, el permite ca prin arderea suplimentară a unui combustibil într-o instalație de cazane cu abur să se transmită ciclului cu abur cantități apreciabile de căldură. În același timp, o bună parte din căldura evacuată cu gazele de lucru poate fi de asemenea cedată mediului de lucru al ciclului cu abur. Afară de aceasta, gazele de lucru se destind într-o turbină cu gaze, a cărei putere se adaugă la cea a turbinei cu abur.

Instalații cu procese mixte de lucru, la care atît gazele de lucru cît și aburul acționează in instalații cu turbine separate, au fost de multe ori proiectate și chiar puse în funcțiune. Prima instalație termică de forță, la care aerul produs

de mașini cu pistoane libere a fost folosit în cazane cu înalte performanțe iar gazele de evacuare ale mașinilor cu pistoane libere (mașini lucrînd cu acțiune dublă) au servit la producerea de energie într-o turbină separată de gaze, a fost dezvoltată încă acum 18 ani.

În principiu au fost propuse trei căi prin care ar putea avea loc o valorificare a căldurii de evacuare a gazelor de lucru de la generatorul cu pistoane libere într-o instalație mixtă gaze-abur:

1. Dispoziția generatorului de abur înaintea turbinei cu gaze;

2. Dispoziția generatorului de abur în urma turbinei cu gaze;

3. Încălzirea intermediară a ciclului cu abur prin gazele de lucru înaintea turbinei cu gaze.

În primul caz, gazele de lucru intră cu 400—600 °C și 3—7 at în cazanul special cu înalte performanțe, în care au loc preîncălzirea apei de alimentare, vaporizarea și supraîncălzirea. Prin arderea combustibilului în cazan se poate ține seamă de transferul cel mai judicios din punctul de vedere termotehnic al căldurii asupra mediului de lucru al ciclului cu abur. Pentru protejarea paletajului turbinei cu gaze, nu pot fi folosiți combustibili solizi. Este judicios ca temperatura de ieșire a gazelor de lucru din cazanul cu abur să corespundă celei de intrare. Dacă temperatura de ieșire este mai înaltă decît cea de intrare, aceasta înseamnă că se arde în cazan mai mult combustibil decît reclamă ciclul cu abur. Căldura transmisă în acest caz gazelor prin postardere dezvoltă în turbina cu gaze o putere mai mare. Deoarece însă randamentul ciclului cu abur este mai ridicat decît cel al ciclului cu postardere în turbina cu gaze, pare mai avantajos a transmite în cazanul cu abur întreaga căldură produsă prin ardere la ciclul cu abur. A admite o temperatură de ieșire a gazelor din cazan mai joasă decît cea de intrare, înseamnă a micșora puterea ciclului mașinilor cu pistoane libere, ceea ce pare de asemenea dezavantajos.

Prima soluție (dispoziția generatorului de abur înaintea turbinei cu gaze) prezintă avantajele folosirii unui cazan cu înalte performanțe — înainte de toate necesitate minimă de spațiu. Ea însă nu poate fi aplicată la instalațiile obișnuite de abur.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul al doilea, gazele de evacuare ale turbinei cu gaze intră în cazanul de abur cu acelaşi exces de aer, însă cu o temperatură mai scăzută (200—300°C).

Temperatura cu care gazele scapă din cazan este stabilită numai de felul ciclului de abur şi poate fi admisă cît se poate de coborîtă (150—180°C), întrucît nu mai trebuie ţinut seamă de un ciclu de turbină cu gaze care ar urma. Pe lîngă avantajul că această soluţie poate fi aplicată în cazul unei instalaţii existente pentru îmbunătăţirea randamentului şi mărirea puterii, există şi posibilitatea de a arde în cazan combustibili solizi. Faţă de acestea apare, în schimb, ca dezavantajos necesitatea unui spaţiu mai mare.

În cazul al treilea se impune folosirea unui supraîncălzitor intermediar pentru grupul turbinei cu abur, încălzit de gazele de lucru.

Turbina de gaze se află, ca şi în prima soluţie, după încălzitorul de abur. Avantajul principal al acestei soluţii constă în posibilitatea de a putea adapta elastic partea de gaze cu pistoane libere la variaţiile de sarcină ale instalaţiei de forţă.

Cele trei posibilităţi de utilizare a căldurii de evacuare într-o instalaţie de forţă mixtă gaze-abur cu pistoane libere, amintite anterior, sînt redate schematic în fig. 79. La puteri mari, pare uneori avantajos a separa spaţiul de preîncălzire de cel de vaporizare şi supraîncălzire intermediară, ca în fig. 79, *a*, şi a introduce în primul gazele mai reci de evacuare de la turbina cu gaze şi în ultimul gazele cu temperatură mai înaltă evacuate de la generatoarele cu pistoane libere.

În fig. 79, *b* s-a indicat, prin linii întrerupte, posibilitatea de a supraîncălzi prin postardere gazele de lucru pînă la o valoare încă admisă pentru paletele turbinei, pentru a obţine o putere maximă şi temperaturi cît mai înalte ale gazelor la evacuarea din turbină, respectiv la intrarea în cazanul cu abur. Această măsură necesită însă o examinare atentă a influenţelor acestora asupra părţii de gaze, respectiv de abur, şi asupra randamentului global.

La puteri mai mici, elementele de preîncălzire a apei de alimentare, de vaporizare şi de supraîncălzire pot fi dispuse în acelaşi cazan neseparate între ele.

În continuare se va descrie o instalaţie mixtă gaze-abur cu pistoane libere, care lucrează după prima soluţie. Fig. 80

reprezintă schema simplificată a acestei instalații, a cărei descriere va fi completată în partea a treia.

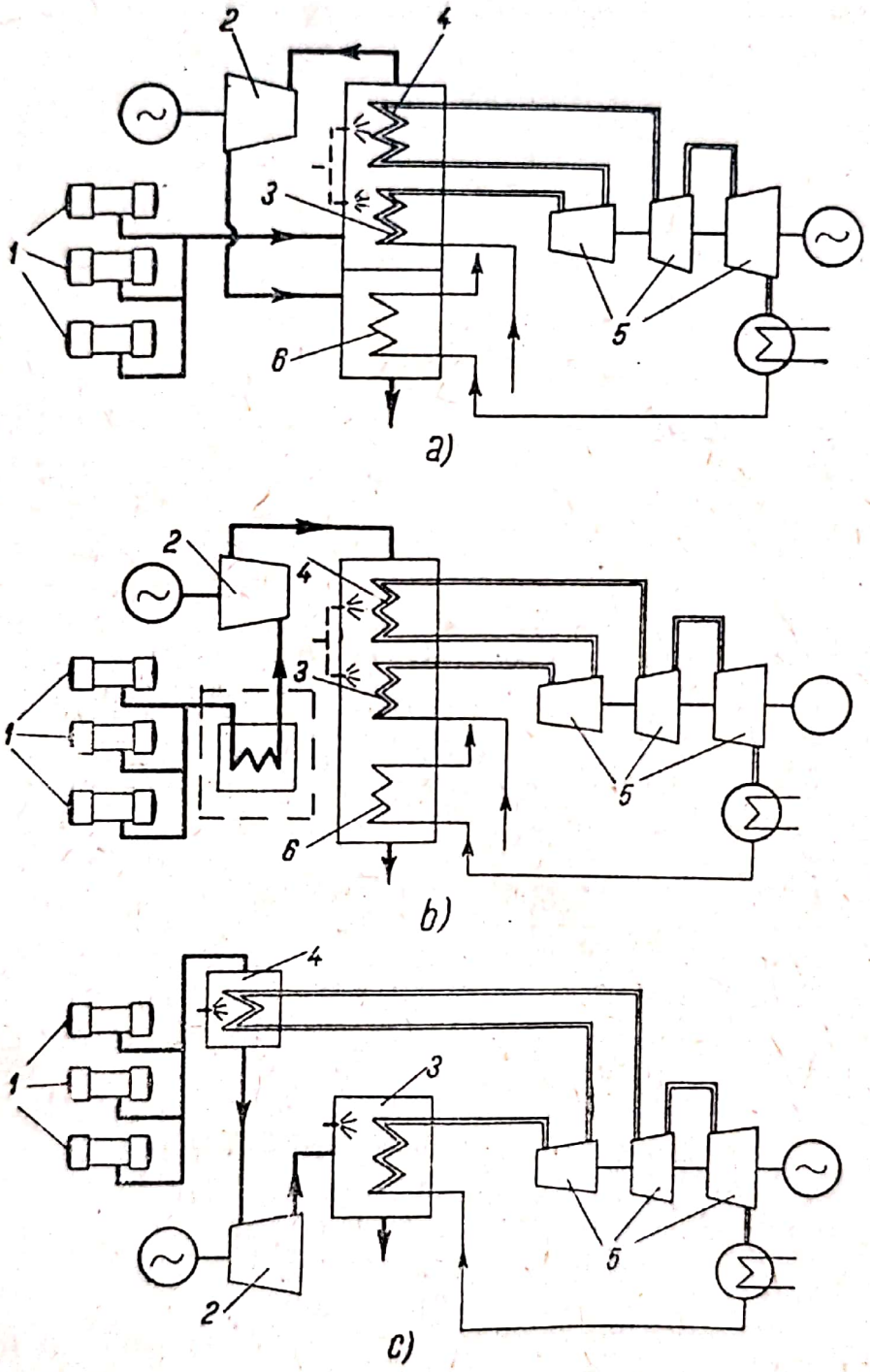


Fig. 79. Utilizarea căldurii de evacuare într-o instalație de forță mixtă gaze-abur cu pistoane libere.

1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — turbină cu gaze; *3* — generator de abur; *4* — supraîncălzitor de abur; *5* — turbină cu abur; *6* — preîncălzitor de apă.

După cum rezultă din schemă, gazele de lucru produse de generatoarele de gaze cu pistoane libere *1* sînt introduse în cazanul de abur cu înalte performanţe şi presiune constantă *2*, unde excesul de aer este folosit la arderea combustibilului.

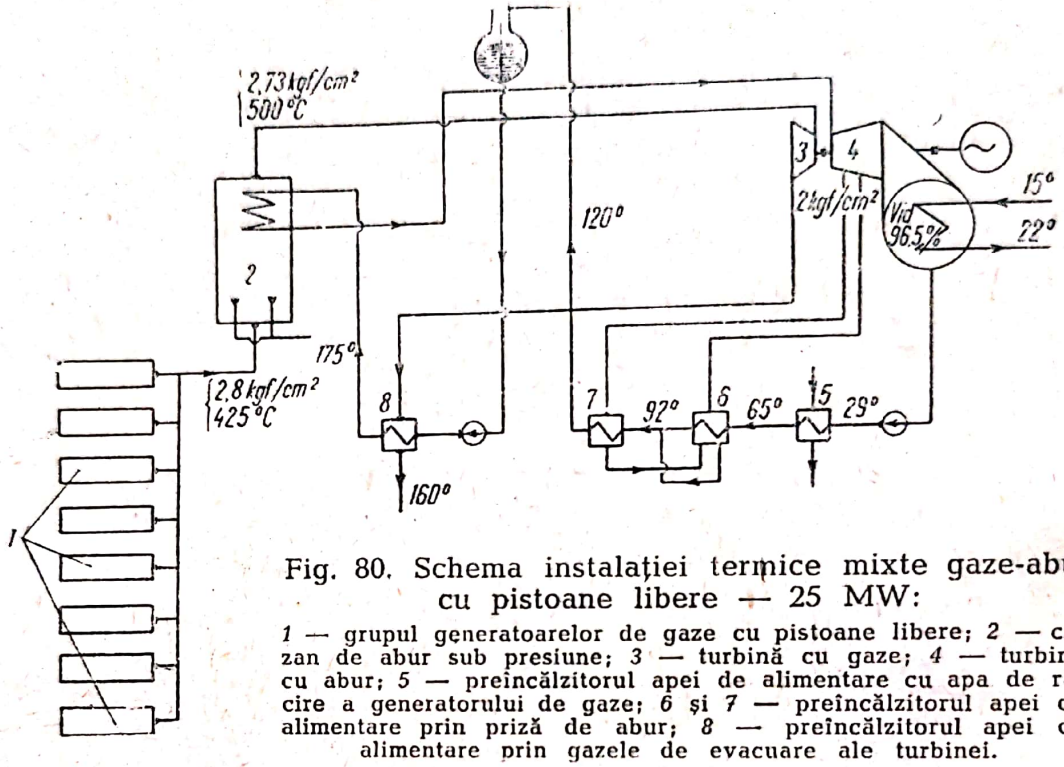


Fig. 80. Schema instalaţiei termice mixte gaze-abur cu pistoane libere — 25 MW:

1 — grupul generatoarelor de gaze cu pistoane libere; *2* — cazan de abur sub presiune; *3* — turbină cu gaze; *4* — turbină cu abur; *5* — preîncălzitorul apei de alimentare cu apa de răcire a generatorului de gaze; *6* şi *7* — preîncălzitorul apei de alimentare prin priză de abur; *8* — preîncălzitorul apei de alimentare prin gazele de evacuare ale turbinei.

Căldura produsă prin ardere este transmisă aburului care intră în stare supraîncălzită în turbina cu abur *4*, unde se destinde pînă la vidul din condensator dezvoltind lucrul mecanic la arborele turbinei. Gazele de lucru părăsesc cazanul de abur, menţinîndu-şi entalpia aproximativ constantă, şi se destind apoi în turbina cu gaze *3*.

Printr-o pronunţată preîncălzire a apei de alimentare se urmăreşte o recuperare cît mai completă a pierderilor termice. Condensatul suferă o primă preîncălzire în *5*, prin apa de răcire a generatoarelor de gaze cu pistoane libere. În *6* şi *7* apa de alimentare este mai departe preîncălzită prin două prize de abur ale turbinei. Preîncălzirea finală a apei de alimentare a cazanului se face în *8*, prin intermediul gazelor de evacuare din turbină.

Puterea globală efectivă a instalaţiei de forţă mixte gaze-abur cu pistoane libere rezultă în mod simplu din însumarea puterilor părţilor de gaze şi de abur.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel este valabilă relația:

$$P_{e_{GA}} = P_{e_G} + P_{e_A}$$

respectiv

$$P_{e_{GA}} = \frac{1}{75}\,\frac{1}{A}\left[\eta_{tu}\,(G_G + B)_S\,(i_I - i_{II}) + \eta_{tA}\cdot G_{A_S}\,(i_{1A} - i_{2A})\right] [\text{CP}], \tag{258}$$

în care:

$P_{e_{GA}}$ este puterea globală a instalației mixte,
P_{e_G} — puterea părții de gaze;
P_{e_A} — puterea părții de abur;
η_{tu} — randamentul turbinei de gaze;
$(G_G + B)_S$ — debitul pe secundă al gazelor de lucru;
G_{A_S} — debitul pe secundă al aburului care lucrează în turbina cu abur;
η_{tA} — randamentul turbinei cu abur;
i_{1_A} — entalpia specifică a aburului la intrarea în turbina cu abur;
i_{2_A} — entalpia specifică a aburului la ieșirea din turbina cu abur.

Notațiile entalpiilor gazelor de lucru se referă la cele folosite în diagramele ciclurilor complexe cu pistoane libere.

Randamentul global al instalației mixte gaze-abur cu pistoane libere rezultă din relația:

$$\eta_{e_{GA}} = \frac{\eta_{t_u}\,(G_G + B)_S\,(i_I - i_{II}) + \eta_{t_A}\cdot G_{A_S}\,(i_{1_A} - i_{2_A})}{B_S\cdot H_i + B_{A_S}\cdot H_{i_A}}, \tag{259}$$

în care:

B_{A_S} este cantitatea de combustibil consumat pe secundă în cazanul cu abur;
H_{i_A} — puterea calorică inferioară a combustibilului ars în cazanul cu abur.

Relațiile (258) și (259) dau numai valori aproximative ale puterii și randamentului, întrucît debitul de abur G_{A_S} nu ține seamă de prizele de abur. Pentru a obține o valoare exactă a randamentului global, trebuie respectate toate procesele de recuperare de căldură, ceea ce ar depăși însă cadrul prezentei lucrări.

Este interesant de văzut în ce proporție iau parte la puterea globală a unei instalații de forță mixte gaze-abur cu

pistoane libere rațional dezvoltate, partea de gaze și partea de abur. Pentru aceasta se va scrie puterea părții de gaze:

$$P_{e_G} = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \eta_{t_u} (G_G + B)_S (i_I - i_{II}). \tag{260}$$

Debitul de gaze care curge pe secundă prin instalația cu pistoane libere și prin cazanul cu abur $G_{gS} = (G_G + B)_S$ rezultă din:

$$G_{g_S} = \frac{P_{e_G}}{\eta_{t_u} (i_I - i_{II})} 75\ A \tag{261}$$

Dacă admitem partea de aer din gazele de lucru la 80%, atunci se poate scrie că:

$$0{,}8\, G_{g_S} = \alpha_{caz}\ L_0\ B_{A_S}, \tag{262}$$

unde:

α_{caz} este valoarea coeficientului de aer al arderii în cazanul cu abur;

L_0 — cantitatea teoretică de aer a arderii în cazanul cu abur.

Producerea aburului este exprimată prin următoarea relație:

$$\eta_{caz}\, B_{A_S}\ H_{i_A} = G_{A_S}\, (i_{1_A} - t_w), \tag{263}$$

în care:

η_{caz} este randamentul total al instalației de cazan cu abur;

t_w — temperatura apei de alimentare.

Puterea părții de abur

$$P_{e_A} = \frac{1}{75} \cdot \frac{1}{A} \eta_{t_A}\ G_{A_S}\ (i_{1_A} - i_{2_A}); \tag{264}$$

făcînd raportul puterilor se obține

$$\frac{P_{e_A}}{P_{e_G}} = \frac{\eta_{t_A}}{\eta_{t_u}} \cdot \frac{0{,}8}{i_I - i_{II}} \cdot \frac{i_{1_A} - i_{2_A}}{i_{1_A} - t_w} \cdot \frac{\eta_{caz}\, H_{i_A}}{\alpha_{caz}\, L_0}. \tag{265}$$

Din relația (265) rezultă influența randamentului global al instalației de cazane cu abur, a puterii calorice a combustibilului folosit în cazanul cu abur, a raportului de aer și a randamentului teoretic global al ciclului cu abur.

Scanned with OKEN Scanner

La utilizarea păcurei raportul puterilor devine aproximativ 3, pentru a scădea la 2,5 sau 2 în cazul folosirii unor combustibili inferiori. La păcură, puterea instalației de abur poate fi mărită cu 25%, iar în cazul cărbunelui brun cu circa 30%.

În încheiere se poate spune că, față de instalația pură cu abur, instalația mixtă gaze-abur cu pistoane libere prezintă avantajul unei puteri ceva mai mari și al unui randament mai bun. În cazul unor instalații de mică putere (de circa 10—25 MW), se poate sconta pe îmbunătățirea randamentului de la 25 la 35%. Astfel la instalația de 25 MW, amintită la p. 252, a fost indicată o majorare a randamentului de la 28,2 la 33,8%.

La instalații mixte mai mari, cu puteri peste 150 MW, la care se propun măsuri care măresc randamentul global peste valorile randamentelor parțiale, se calculează cu mărirea randamentului de la 39 la chiar 43%. Dacă este vorba de exploatări care necesită abur pentru scopuri industriale sau de încălzire, atunci poate fi recomandată în orice caz utilizarea unei instalații mixte gaze-abur cu pistoane libere.

Față de instalația de turbină cu gaze obișnuită, temperaturile joase ale gazelor de lucru și ale aburului prezintă avantaje în privința protejării materialului paletelor. De asemenea și randamentul instalației mixte gaze-abur cu pistoane libere este apreciabil mărit. Avantajul unei temperaturi mai joase a mediului de lucru apare și față de procedeul cu postardere obișnuită, într-o instalație cu pistoane libere, unde, după cum a fost amintit, temperatura gazelor de lucru este mărită peste limita suportată de materiale obișnuite pentru palete. Cantitatea de căldură dezvoltată prin postardere într-un cazan cu înalte performanțe al unei instalații mixte gaze-abur cu pistoane libere, este transmisă în general unui alt mediu de lucru — aburului — astfel că nu are loc o creștere a temperaturii gazelor de lucru.

Ar fi încă de examinat în ce măsură poate fi realizat prin intermediul ciclului mixt gaze-abur cu pistoane libere scopul dublu urmărit: putere maximă și randament optim cu investiții minime. Aceasta depinde înainte de toate de măsura în care se reușește a se reduce cheltuielile instalației și necesitatea spațială a părții de abur. Instalația de cazane cu înalte performanțe pare în acest caz să fie cea mai indicată.

Mărirea de trei-patru ori a puterii părții de gaze cu pistoane libere, fără o scădere vizibilă a randamentului, repre-

zintă fără îndoială un succes important. Totuşi ar fi interesantă o comparaţie în privinţa spaţiului, preţului şi randamentului global, între o instalaţie mixtă şi una cu pistoane libere de aceeaşi putere, avînd supraalimentarea cilindrului compresor, prin care s-ar putea mări aproape la dublu puterea iniţială.

Ţinînd seamă de puterile de circa 1 000 CP ale unităţilor de generatoare cu pistoane libere construite actual, se indică ca limită de putere a unei instalaţii de gaze simple cu pistoane libere valoarea de 10 000 CP. Peste această putere — pînă la 30 000 sau 40 000 CP — pare avantajoasă instalaţia mixtă gaze-abur cu pistoane libere, în care caz circa zece generatoare de gaze cu pistoane libere ar prezenta limita numărului de generatoare care pot fi practic uşor deservite. Pentru puteri mai mari este indicată instalaţia de forţă cu abur pură.

Deoarece în prezent există posibilitatea construirii unor maşini cu pistoane libere de puteri mult mai mari decît valoarea amintită de 1 000 CP, poate fi indicată drept limită a puterii unei instalaţii cu pistoane libere o valoare mult mai mare decît cea de 10 000 CP.

În cazurile în care nu se poate renunţa la avantajele mari, indicate anterior, ale instalaţiilor cu pistoane libere, cum ar fi simplitatea, independenţă în privinţa montajului şi a exploatării, precum şi necesitatea spaţială minimă (propulsia locomotivelor şi a navelor), instalaţia cu pistoane libere simplă, eventual cu supraalimentare sau chiar cu postardere, poate obţine întîietatea.

Scanned with OKEN Scanner

VIII. EXEMPLU DE CALCUL TERMOENERGETIC AL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

O instalație termică cu pistoane libere destinată propulsiei unei locomotive, avînd puterea de 1 500 CP, cuprinde două generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior", de construcție obișnuită cu contrapistoane. Combustibilul folosit este motorina. Presiunea gazelor de lucru în fața turbinei este de 5 at. Se va efectua calculul termoenergetic al unuia din generatoarele cu pistoane libere.

a. *Stabilirea dimensiunilor mașinii*

Puterea teoretică a unuia dintre cele două generatoare de gaze cu pistoane libere, admițind randamentul turbinei de gaze $\eta_{tu}=0{,}835$, rezultă din:

$$P_G = \frac{P_e}{\eta_{tu}} = \frac{1\,500}{2 \cdot 0{,}835} \approx 900 \text{ CP}.$$

Această putere teoretică (a gazelor) corespunde formulei (160):

$$P_G = \frac{1}{75} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} (G'_A + B)_{sec} R_A T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right].$$

Pentru determinarea temperaturii gazelor de lucru T_I se procedează în felul următor: se calculează temperatura aerului de baleiaj t_s. Admițînd o temperatură inițială: $T_0=20+273=293°K$ și o presiune inițială $p_0=0{,}95$ at a șarjei de aer a cilindrului compresor, precum și o cădere de presiune $\Delta p_{c-ev}=0{,}6$ kgf/cm^2 (circa 12% din presiunea gazului de lucru), re-

Scanned with OKEN Scanner

zultă temperatura de la sfîrșitul compresiunii aerului din cilindrul compresor:

$$T_c = T_0 \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} = 293 \left(\frac{5,6}{0,95}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 485°\text{K}$$

La aceasta mai vine un adaos de temperatură t corespunzător căldurii absorbite de aer în timpul curgerii prin cilindrul motor. Dacă se admite că această căldură reprezintă circa 3% din căldura combustibilului, atunci:

$$\Delta t = \frac{BH_i \cdot 0,03}{c_p G_A} \approx \frac{0,0348 \cdot 10\,000 \cdot 0,03}{0,245 \cdot 2,37} \approx 18°\text{C}.$$

Temperatura aerului de baleiaj rezultă astfel:

$$T_S = 485 + 18 = 503; \quad t_S = 230°\text{C}.$$

Ecuația (7) duce la

$$L_{M_i}\,\eta_m = L_{C_i}, \text{ respectiv } \quad L_{M_e} = L_{C_i}$$

sau

$$AL_{M_e} = AL_{C_i}.$$

Corespunzător ecuației (172), lucrul mecanic indicat de compresiune și refulare

$$L_{C_i} = \frac{1}{\eta_c} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_A R_A T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right],$$

astfel că relația de mai înainte, poate fi scrisă în felul următor:

$$G_{A_u} \frac{H_i}{\alpha L_0} \eta_t \eta_g \eta_m = A \frac{1}{\eta_c} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} G_A R_A T_0 \left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right].$$

S-a admis randamentul compresorului:

$$\eta_c = \eta_{ad}\,\eta_L = 0,9 \cdot 0,95 = 0,85.$$

Astfel se obține:

$$\frac{G_A}{G_{A_u}} = \frac{\frac{H_i}{\alpha L_0}\eta_t\eta_g\eta_m}{A\,\frac{1}{\eta_c}\,\frac{\varkappa}{\varkappa-1}R_A T_0\left[\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right]} =$$

$$= \frac{427\,\frac{10\,000}{2\cdot 14}\,0{,}44\cdot 1{,}0\cdot 0{,}9}{\frac{1}{0{,}85}\,\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\,29{,}3\cdot 293\left[\left(\frac{5{,}6}{0{,}95}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}-1\right]}.$$

Raportul dintre greutatea aerului refulat de compresor și greutatea aerului util din cilindrul motor devine astfel

$$\frac{G_A}{G_{A_u}} = 2{,}6.$$

S-a admis un coeficient de aer $\alpha=2$.

Randamentele ciclului din cilindrul motor au fost deduse din diagramele 19, 20, 21 și 22. S-a presupus un raport volumetric de compresiune normal $\varepsilon=12$ și limitarea presiunii maxime la 180 at.

Mersul calculului de mai înainte poate fi aplicat numai atunci cînd întregul debit de aer refulat de compresor curge prin cilindrul motor, ceea ce corespunde de obicei realității, întrucît o eventuală recirculație a aerului este aplicată numai la mers în gol.

Cantitatea relativă de combustibil

$$B = \frac{G_{A_u}}{\alpha L_0} = \frac{G_A}{\alpha L_0}\cdot\frac{G_{A_u}}{G_A} = \frac{G_A}{2\cdot 14}\cdot\frac{1}{2{,}6} \approx \frac{G_A}{72{,}8} \approx 0{,}014\,G_A.$$

Ecuația (152)

$$(G_A + B)\,c_{p_m}\Big|_0^{t_l} t_l = G_A\,c_{p_A}\Big|_0^{t_s} t_S + G_{A_u}\,\frac{H_i}{\alpha L_0}\,(1-\eta_t-\eta_\omega).$$

devine astfel:

$$1{,}0145\,G_A c_{p_A}\Big|_0^{t_l} t_l = G_A\,c_{p_A}\Big|_0^{t_s} t_S + G_{A_u}\,\frac{H_i}{\alpha L_0}\,(1-\eta_t-\eta_\omega).$$

η_w corespunde pierderilor termice care nu ies în evidență în ciclul din cilindrul motor; acestea sînt pierderi care apar atît în cilindrul motor cît și în colectorul gazelor, coborînd temperatura gazelor de lucru. S-a admis într-o primă aproximație $\eta_w \approx 0{,}10$, urmînd ca după stabilirea formei și a dimensiunilor mașinii să se calculeze mai precis aceste pierderi.

În aceste condiții temperatura gazelor de lucru se determină din:

$$t_I = \frac{c_{pA}\Big|_0^{t_s} t_s + \frac{G_{A_u}}{G_A} \cdot \frac{H_i}{\alpha L_0} (1 - \eta_t - \eta_w)}{1{,}0145\, c_{pA}\Big|_0^{t_I}} =$$

$$= \frac{0{,}244 \cdot 230 + \frac{1}{2{,}6} \frac{10\,000}{2 \cdot 14} (1 - 0{,}44 - 0{,}10)}{1{,}0145 \cdot 0{,}25}$$

$$t_I = 472\,^{\circ}\text{C};\quad T_I = 745\,^{\circ}\text{K}.$$

Debitul pe secundă al gazelor de lucru rezultă din formula anterioară:

$$G_{t_{sec}} = (G_A + B)_{sec} = \frac{75\, P_G}{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R_A T_I \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right]} =$$

$$= \frac{75 \cdot 900}{\frac{1{,}38}{1{,}38 - 1} 29{,}3 \cdot 745 \left[1 - \left(\frac{1}{5}\right)^{\frac{1{,}38 - 1}{1{,}38}}\right]}$$

$$G_{t_{sec}} = (G_A + B)_{sec} = 2{,}39 \text{ kg/s}$$

și debitul aerului refulat pe secundă:

$$G_{A_{sec}} = \frac{G_{t_{sec}}}{1{,}014} = 2{,}37 \text{ kg/s}.$$

Debitul aerului aspirat de cilindrul compresor, care este egal cu cel refulat, rezultă din:

$$G_A = \frac{\lambda_c \cdot V'_{h_c} \cdot p_0}{R_A \cdot T_0},$$

unde V'_{h_c} reprezintă volumul de cursă al cilindrului compresor și λ_c factorul de umplere din acesta.

Pentru λ_c este valabilă relația:

$$\lambda_c = 1 - \varepsilon_c \left[\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_d}} - 1 \right].$$

Raportul de compresiune al cilindrului compresor ε_c este conform notațiilor din fig. 24:

$$\varepsilon_c = \frac{V_0 + V_{c_c}}{V'_{h_c}}.$$

Întrucît

$$V_{c_M} = \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} = V'_{h_M} \frac{1-\psi}{\varepsilon - 1}$$

și

$$\frac{V_{c_c}}{V'_{h_c}} \approx \frac{V_{c_M}}{V'_{h_M}}; \quad V_{c_c} = V'_{h_c} \frac{1-\psi}{\varepsilon - 1},$$

admițînd raportul de compresiune din cilindrul motor $\varepsilon = 12$ și $V_0 \approx 0{,}03\ V'_{h_c}$, rezultă:

$$\varepsilon_c = 0{,}03 + \frac{1-\psi}{\varepsilon - 1} = 0{,}03 + \frac{1-0{,}42}{12-1} \approx 0{,}0825$$

Factorul de umplere devine în acest caz:

$$\lambda_c = 1 - 0{,}00825 \left[\left(\frac{5{,}6}{0{,}95} \right)^{\frac{1}{1{,}25}} - 1 \right] = 0{,}742$$

și debitul aerului refulat pe ciclu

$$G_A = \frac{0{,}742\ V'_{h_c} \cdot 9\,500}{29{,}3 \cdot 293} = 0{,}823\ V'_{h_c}\ ;$$

de asemenea cantitatea utilă de aer din cilindrul motor, conform relației (30), este:

$$G_{A_u} = \eta_v \frac{V_{t_M} \cdot p_{sm}}{R_A \cdot T_{sm}} = 0{,}85\ \frac{V_{t_M} \cdot 52\,500}{29{,}3 \cdot 503} = 3{,}02\ V_{t_M}\ .$$

Astfel

$$\frac{G_A}{G_{A_u}} = \frac{0{,}823}{3{,}02} \cdot \frac{V'_{h_c}}{V_{t_M}}$$

și deoarece

$$\frac{G_A}{G_{A_u}} = 2{,}6 \text{ rezultă } V'_{h_c} = 9{,}54 \cdot V_{t_M}.$$

Din fig. 24 se deduce:

$$V'_{h_M} = V_{h_M} + \psi\, V'_{h_M}\ ;\ V_{t_M} = V_{h_M} + V_{c_M}$$

și

$$V_{t_M} = \frac{\varepsilon(1-\psi)}{\varepsilon - 1}\ V'_{h_M}\ .$$

Cu $\varepsilon = 12$ și $\psi = 0{,}42$ se obține:

$$V_{t_M} = \frac{12\,(1-0{,}42)}{12-1}\ V'_{h_M} = 0{,}63\ V'_{h_M}\ ,$$

astfel încît:

$$V'_{h_C} = 9{,}54 \cdot 0{,}63\ V'_{h_M} = 6{,}04\ V'_{h_M}\ .$$

De asemenea

$$V'_{h_M} = \frac{\pi D_M^2}{4} S'_h\ ;\ V'_{h_C} = \frac{\pi (D_C^2 - D_M^2)}{4} S'_h\ .$$

Din ultimele trei relații rezultă:

$$D_C \approx 2{,}65\ D_M.$$

Se admite, cum este uzual, $S'_h = 1{,}3\ D_M$ și o viteză medie a pistoanelor libere $w_m = 9$ m/s. După proiectarea pistoanelor libere și determinarea dimensiunilor acestora cum și a forțelor care acționează asupra lor, va trebui verificată această viteză medie.

În conformitate cu formula (15), numărul oscilațiilor pe minut al pistoanelor libere

$$n = \frac{60}{2S'_h} w_m,$$

în care

$$S'_h = \frac{60\ w_m}{2n};\quad D_M = \frac{60\ w_m}{1{,}3 \cdot 2n};\quad D_C = \frac{2{,}65 \cdot 60\ w_m}{1{,}3 \cdot 2n}.$$

Utilizînd formulele de mai înainte și $w_m = 9$ m/s se obține volumul unui cilindru compresor:

$$V'_{h_C} = \frac{\pi}{4}\left[\left(\frac{2{,}65 \cdot 60 \cdot 9}{1{,}3 \cdot 2n}\right)^2 - \left(\frac{60 \cdot 9}{1{,}3 \cdot 2n}\right)^2\right] \frac{60 \cdot 9}{2n} \approx \frac{1}{n^3} \cdot 552 \cdot 10^5\ \text{m}^3.$$

Debitul pe secundă al gazelor de lucru produs de generatorul de gaze cu pistoane libere devine atunci:

$$G_{A_{sec}} = 2{,}37\ \text{kg/s} = 2\,\frac{\lambda_c\, p_0\, n}{R_A\, T_0\, 60}\, V'_{h_C} =$$

$$= 2\,\frac{0{,}742 \cdot 9\,500}{29{,}3 \cdot 293 \cdot 60} \cdot \frac{1}{n^2} \cdot 552 \cdot 10^5\ \text{kg/s},$$

din care se deduce frecvența pistoanelor libere

$$n \approx 800\ \text{osc./min.}$$

Mai departe rezultă:

$$S'_h = \frac{60 \cdot 9}{2 \cdot 800} = 0{,}337\ \text{m};\quad D_M = \frac{0{,}337}{1{,}3} = 0{,}259\ \text{m}.$$

$$D_C = 2{,}65 \cdot 0{,}259 = 0{,}688\ \text{m}$$

și volumul unui cilindru compresor:

$$V'_{h_C} = \frac{\pi}{4}\,(D_C^2 - D_M^2)\,S'_h = \frac{\pi}{4}\,(0{,}688^2 - 0{,}259^2)\ 0{,}337.$$

De asemenea,

$$V'_{h_C} = 0{,}1065 \text{ m}^3$$

$$V'_{h_M} = \frac{\pi D_M^2}{4} S'_h = \frac{\pi\, 0{,}259^2}{4}\, 0{,}337 = 0{,}0177 \text{ m}^3;$$

$$V_{t_M} = 0{,}63 \cdot V'_{h_M} = 0{,}63 \cdot 0{,}0177 \text{ m}^3 = 0{,}0112 \text{ m}^3$$

și

$$F_L = \frac{\pi}{4} D_C^2 = \frac{\pi}{4}\, 0{,}688^2 = 0{,}3685 \text{ m}^2;$$

$$F_C = \frac{\pi}{4}(D_C^2 - D_M^2) = \frac{\pi}{4}(0{,}688^2 - 0{,}259^2) = 0{,}316 \text{ m}^2;$$

$$F_M = \frac{\pi}{4} D_M^2 = \frac{\pi}{4}\, 0{,}259^2 = 0{,}0525 \text{ m}^2.$$

Se recomandă acum a se compara, pentru verificare, valorile de mai înainte cu cele care s-ar obține prin metoda simplificată de calcul, indicată la p. 45. Cu ajutorul diagramei 16*a* se stabilește presiunea fictivă $p_{m_G} = 14$ kgf/cm². Din formula de la p. 45 rezultă

$$n = K/\sqrt{P_G} \approx 2\,400/\sqrt{900} \approx 800 \text{ osc./min},$$

determinîndu-se apoi după formula (18) volumul total de cursă:

$$V_{h_M} = \frac{450\, P_G}{n p_{m_G}} \approx \frac{450 \cdot 900}{800 \cdot 14} \approx 36{,}2 \text{ dm}^3.$$

cu adoptarea raportului $S'_h / D_M \approx 1{,}3$ rezultă mai departe

$$D_M = \sqrt[3]{\frac{2V_{h_M}}{1{,}3\pi}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 36{,}2}{1{,}3\pi}} \approx 2{,}61 \text{ dm};$$

$$S'_h = 1{,}3\, D_M = 1{,}3 \cdot 2{,}61 \approx 3{,}39 \text{ dm};$$

$$D_C = 2{,}7\, D_M = 2{,}7 \cdot 2{,}61 \approx 7{,}05 \text{ dm}.$$

După cum se poate observa, valorile deduse pe cale simplă reprezintă valori directoare.

b. *Poziția de funcționare a pistoanelor libere și stabilirea ciclurilor*

Se va determina, pentru verificare, cursa pistoanelor libere S_h cu ajutorul formulei (59):

$$S'_h = \frac{\eta_c \eta_{m_i} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}[n_C p(\pi_1 - 1) + n_d \omega(\pi_2 - 1)] - V_0[n_C p(\pi_1 - 1) + n_d \omega(\pi_2 - 1)]}{F_C n_C (\pi_1 - 1)}$$

sau

$$S'_h = \frac{\eta_C \eta_{m_i} L_{M_i} - \frac{\mu}{\varepsilon}(X + Y) - V_0(X + Y)}{F_C X}.$$

Lucrul mecanic indicat rezultă din

$$L_{M_i} = \frac{1}{A} \frac{H_i}{\alpha L_0} \eta_t \eta_g V_{t_M} \eta_v \frac{p_{sm}}{R T_{sm}} =$$

$$= 427 \frac{10\,000}{2 \cdot 14} \cdot 0{,}44 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}0112 \cdot 0{,}85 \frac{52\,500}{29{,}3 \cdot 503} = 2\,270 \text{ kgm};$$

$$\frac{\mu}{\varepsilon} = V_{C_C} = \frac{F_C}{F_M} \cdot \frac{V_{t_M}}{\varepsilon} = \frac{0{,}316}{0{,}0525} \cdot \frac{0{,}0112}{12} = 0{,}00565 \text{ m}^3;$$

$$X = p_0 \frac{n_C}{n_C - 1}\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{n_C - 1}{n_C}} - 1\right] = 9\,500 \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1}\left[\left(\frac{5{,}6}{0{,}95}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right] =$$

$$= 21\,800 \text{ kgm/m}^3;$$

$$Y = p_C \frac{n_d}{n_d - 1}\left[\left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} - 1\right] = 56\,000 \frac{1{,}25}{1{,}25 - 1}\left[\left(\frac{0{,}95}{5{,}6}\right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}} - 1\right] =$$

$$= 84\,000 \text{ kgm/m}^3;$$

$$V_0 = 0{,}03 \; V'_{h_C} = 0{,}03 \cdot 0{,}1065 = 0{,}0032 \text{ m}^3.$$

Astfel

$$S'_h = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}9 \cdot 2\,270 - 0{,}00565\,(21\,800 - 84\,000) - 0{,}0032\,(21\,800 - 84\,000)}{0{,}316 \cdot 21\,800} =$$

$$= 0{,}332 \text{ m}.$$

Valoarea de mai înainte se deosebește foarte puțin de valoarea stabilită anterior, cu ocazia determinării dimensiunilor mașinii ($S_h' = 0{,}337$ m), corespunzător impreciziei inerente calculelor la riglă.

Se va examina acum dacă energiile care îndepărtează pistoanele libere sînt compensate pe lungimea cursei de lucrul mecanic de compresiune din perna de aer.

Dacă se ține seamă că $L_{M_d} = L_{M_i} + L_{M_C}$ (42), atunci ecuația (40), care se referă la cursa spre exterior, poate fi scrisă

$$\eta_{m_1}(L_{M_i} + L_{M_c} + L_{C_d}) = L_{A_c}.$$

De asemenea,

$$L_{M_C} = \frac{1}{1{,}35-1}\, 52\,500 \cdot 0{,}0112(12^{1{,}35-1} - 1) + 52\,500 \cdot 0{,}0525 \cdot$$

$$\cdot 0{,}337 - 52\,500 \cdot 0{,}0112 \left(1 - \frac{1}{12}\right) = 2\,710 \text{ kgm};$$

$$L_{C_d} = (V_0 + V_{C_C}) \left\{ \frac{1}{n_d - 1} p_C \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} \right] + p_0 \left[1 - \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_d}} \right] \right\} +$$

$$+ p_0 F_c S_h' =$$

$$= (0{,}0032 + 0{,}00565) \left\{ \frac{1}{1{,}25-1}\, 56\,000 \left[1 - \left(\frac{0{,}95}{5{,}6} \right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}} \right] + \right.$$

$$\left. + 9\,500 \left[1 - \left(\frac{5{,}6}{0{,}95} \right)^{\frac{1}{1{,}25}} \right] \right\} + 9\,500 \cdot 0{,}316 \cdot 0{,}337 = 1\,343 \text{ kgm}.$$

Astfel energiile care acționează pistoanele

$$\eta_{m_1}(L_{M_i} + L_{M_c} + L_{C_d}) = 0{,}9\ (2\,270 + 2\,710 + 1\,343) = 5\,700 \text{ kgm}.$$

Aceeași valoare trebuie să aibă și lucrul mecanic de compresiune din perna de aer.

După relația (48) rezultă:

$$L_{A_C} = \frac{1}{n_A - 1} p_{A_1} (V_{A_2} + F_A S_h) \left[\left(\frac{V_{A_2} + F_A S_h'}{V_{A_2}} \right)^{n_A - 1} - 1 \right] = 5\,700 \text{ kgm}.$$

Din diagrama 25, unei presiuni a gazelor de lucru de 5 ata corespunde o presiune inițială din perna de aer $p_{A1}=2{,}7$ ata, astfel că

$$L_{A_C}=\frac{1}{1{,}4-1}\,27\,000\,(V_{A_2}+0{,}124)\left[\left(\frac{V_{A_2}+0{,}124}{V_{A_2}}\right)^{1{,}4-1}-1\right]=$$
$$=5\,700\ \text{kgm}$$

din care se deduce volumul final al pernei de aer

$$V_{A2}=0{,}102\ \text{m}^3.$$

Perna de aer trebuie deci dimensionată corespunzător și reglat arcul stabilizatorului.

Din motive de lipsă de spațiu nu se va insista în exemplu asupra calculului căderilor de presiune de-a lungul traiectului de baleiaj. La proiectarea unei mașini cu pistoane libere, acesta nu trebuie eliminat.

Acum se poate trece la stabilirea diagramei ciclului din cilindrul motor. Înainte de toate se va determina diagrama p—V aproximativă. Punctul *1* are valorile $p_{sm}=5{,}25$ ata și $V_{t_m}=0{,}0112$ m³. Punctul *2* se obține prin construirea politropei de compresiune cu un exponent $n_{C_M}=1{,}35$ pînă la atingerea volumului spațiului de compresiune $V_{C_M}=V_{t_M}/\varepsilon=$ $=0{,}0112/12=0{,}000935$ m³. Presiunea corespunzătoare de sfîrșit de compresiune

$$p_{c_M}=p_{sm}\,\varepsilon^{n_{c_M}}=5{,}25\cdot 12^{1{,}35}=151\ \text{at}.$$

Dacă se limitează presiunea maximă din cilindrul motor la valoarea $p_z=180$ at, atunci rezultă raportul de destindere izobară utilizînd expresia (85) a energiei indicate din cilindrul motor.

Astfel

$$L'_{M_i}=p_{z_M}\frac{V_{t_M}}{\varepsilon}\left\{\frac{1}{n_{d_M}-1}\rho\left[1-\left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_{d_M}-1}\right]+\eta_{gv}(\rho-1)\right\}-$$
$$-\frac{1}{n_{c_M}-1}\,p_{sm}V_{t_M}(\varepsilon^{n_{c_M}-1}-1).$$

Introducînd valorile cunoscute se obține

$$L_{M_i}=1\,800\,000\frac{0{,}0112}{12}\left\{\frac{1}{1{,}2-1}\rho\left[1-\left(\frac{\rho}{12}\right)^{1{,}2-1}\right]+0{,}98(\rho-1)\right\}-$$
$$-\frac{1}{1{,}35-1}\,52\,500\cdot 0{,}0112\,(12^{1{,}35-1}-1).$$

Dacă se mai ține seamă că în conformitate cu formula de la p. 91.

$$L'_{M_i} = \frac{1}{A} BH_i \eta_i \eta'_g,$$

sau

$$L'_{M_i} = L_{M_i} \frac{\eta'_g}{\eta_g} = 2\,270 \cdot 0{,}92/1 = 2\,088 \text{ kgm},$$

atunci rezultă $\rho = 1{,}3$. Astfel se deduce volumul de destindere izobară

$$\rho V_{C_M} = 1{,}3 \cdot 0{,}000935 = 0{,}001215 \text{ m}^3,$$

stabilindu-se prin aceasta punctul 3′ al diagramei.

Dacă se admite ca presiune maximă numai 160 at, atunci rezultă un raport al volumelor $\rho = 1{,}46$, care însă necesită o prelungire mai mare a procesului de ardere și deci și de injecție.

După construirea politropei de destindere rezultă punctul 4. Valoarea presiunii din acel punct este

$$p_{z_1} = p_{z_M} \left(\frac{\rho \cdot V_{C_M}}{V_{t_M}} \right)^{n_{d_M}} = 180 \left(\frac{0{,}001215}{0{,}0112} \right)^{1.2} = 12{,}3 \text{ ata}.$$

Acum se mai poate schița mersul aproximativ al schimbării șarjei, respectînd forma obișnuită a acestei curbe și diferența energiilor

$$L_{M_i} - L'_{M_i} = 2\,270 - 2\,088 = 182 \text{ kgm}.$$

Bucla de schimbare a șarjei se continuă pînă la volumul total V'_{t_M}.

Din calculele anterioare a rezultat

$$V'_{h_M} = \frac{V_{t_M}}{0{,}63};$$

astfel

$$V'_{t_M} = V_{c_M} + \frac{V_{t_M}}{0{,}63} = 0{,}000935 + 0{,}0112/0{,}63 = 0{,}01876 \text{ m}^3.$$

Urmează stabilirea diagramei ciclului compresor. Pornind de la valoarea medie a presiunii de refulare $p_c = 5{,}6$ ata, se construiește curba destinderii restului de aer din spațiul vă-

tămător ca politropă cu $n_d=1{,}25$. Volumul inițial al acestei curbe de destindere

$$V_0 + V_{C_C} = 0{,}0032 + 0{,}00565 = 0{,}00885 \text{ m}^3.$$

Pentru presiunea de admisiune $p_0=0{,}95$ ata se construiește linia de aspirație pînă la volumul $V_1=V'_{t_c}=V_0+V'_{h_c}=$

$$=0{,}0032+0{,}00565+0{,}1065=0{,}11535 \text{ m}^3,$$

după care urmează curba de compresiune ca politropă cu $n_c=1{,}4$. Pentru a putea reda corect linia de refulare trebuie calculate creșterile de presiune din timpul ridicării membranelor de supape și a curgerii aerului refulat. Se poate însă calcula și cu valoarea medie a liniei de refulare.

Acum mai trebuie construită curba de compresiune și de expansiune din perna de aer. Aceasta se realizează cu un exponent $n_A=1{,}4$, pornind de la o presiune inițială $p_{A_1}=2{,}7$ ata și un volum inițial:

$$V_{A_1} = V_{A_2} + F_A S'_h = 0{,}102 + 0{,}3695 \cdot 0{,}337 = 0{,}2265 \text{ m}^3.$$

Rezultă o presiune de sfîrșit de compresiune din perna de aer:

$$p_{A_2} = p_{A_1}\left(\frac{V_{A_1}}{V_{A_2}}\right)^{n_A} = 2{,}7\left(\frac{0{,}2265}{0{,}102}\right)^{1{,}4} = 8{,}25 \text{ ata}.$$

Drept curbă de expansiune din perna de aer poate fi folosită curba de compresiune; prin aceasta se neglijează pierderile din tamponul de aer.

c. *Caracteristicile mișcării pistoanelor libere*

Cu elementele care stau la dispoziție s-au construit curbele $R_k=f(s)$, ca în fig. 12, conform indicațiilor de la p. 95 și 96.

După aceasta se construiesc curbele energiilor cinetice a cursei de lucru și retur, după indicațiile de la p. 33.

Se admite că după schița pistoanelor libere întocmită în baza valorilor stabilite pînă acum și a calculului de rezistență, rezultă o greutate a pistoanelor libere de 42 kgf. Cu masa corespunzătoare a pistoanelor se deduc din diagramele energiilor cinetice curbele evolutive ale vitezelor pistoanelor libere.

Scanned with OKEN Scanner

Rezultă la cursa de lucru o viteză maximă $w_{max}=12{,}8$ m/s și o viteză medie $w_m=10$ m/s. La cursa retur rezultă o viteză maximă $w_{max}=10{,}2$ m/s și o viteză medie $w_m=8{,}2$ m/s.

Acum mai trebuie determinată pe cale grafo-analitică evoluția în timp a mișcării pistoanelor libere, folosind curbele vitezelor (fig. 30). Rezultă durata cursei de lucru $\tau_1=0{,}0337$s și durata cursei retur $\tau_2=0{,}0411$s. Durata totală a unei oscilații a pistoanelor libere este atunci $\tau_{oscil}=\tau_1+\tau_2=0{,}0337+0{,}0411=$ $=0{,}0748$ s. Acesteia îi corespunde viteza medie a pistoanelor admisă inițial:

$$w_m=\frac{2S_h'}{\tau_1+\tau_2}=\frac{2\cdot 0{,}337}{0{,}0337+0{,}0411}\approx 9 \text{ m/s},$$

cum și frecvența pistoanelor libere

$$n=\frac{60}{\tau_{oscil}}=\frac{60}{0{,}0748}\approx 800 \text{ oscil./min}.$$

d. *Randamente*

Se vor determina acum valorile randamentelor care caracterizează instalația de forță cu pistoane libere.

Randamentul global al instalației cu pistoane libere

$$\eta_e=\frac{A\,L_e}{B\,H_i}=\frac{A\,P_e\,75}{B_{sec}\,H_i}.$$

Cu valoarea anterior determinată

$$B_{sec}=0{,}014\quad G_{A_{sec}}=0{,}014\cdot 2{,}37=0{,}0335\quad \text{kg/s},$$

randamentul devine

$$\eta_e=\frac{750\cdot 75}{427\cdot 0{,}0335\cdot 10\,000}\approx 0{,}39.$$

Randamentul adiabatic al generatorului de gaze se poate calcula cu următoarele relații:

$$\eta_{e_G}=\frac{\eta_e}{\eta_{tu}}=\frac{0{,}39}{0{,}835}=0{,}47$$

sau

$$\eta_{e_G}=\frac{A\,L_G}{B\cdot H_i}=\frac{A\,P_G\,75}{B_{sec}H_i}=\frac{900\cdot 75}{427\cdot 0{,}0335\cdot 10\,000}\approx 0{,}47$$

sau

$$\eta_{e_G} = \frac{AL_G}{B\,H_i} = \frac{(G_A + B)_{sec}\,\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\,R_A\,T_I\left[1-\left(\frac{p_0}{p_{ev}}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}\right]}{B_{sec}\cdot H_i} =$$

$$= \frac{2{,}39\,\frac{1{,}38}{1{,}38-1}\,29{,}3\cdot 745\left[1-\left(\frac{1}{5}\right)^{0{,}276}\right]}{0{,}0335\cdot 10\,000} = 0{,}47.$$

Randamentul global al ciclului din cilindrul motor:

$$\eta_{e_M} = \eta_t \eta_g \eta_m = 0{,}44 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}9 \approx 0{,}396.$$

Gradul real de transformare al generatorului de gaze:

$$\eta_{tr} = \frac{AL_G}{AL_{M_i}} = \frac{AP_G\,75}{B_{sec}\,H_i\,\eta_t\,\eta_g} = \frac{900\cdot 75}{427\cdot 0{,}0335\cdot 10\,000\cdot 0{,}44\cdot 1{,}0} \approx 1{,}07.$$

Aceeași valoare rezultă din:

$$\eta_{tr} = \frac{\eta_{e_G}}{\eta_{e_M}}\,\eta_m = \frac{0{,}47}{0{,}396}\,0{,}9 \approx 1{,}07.$$

Gradul de transformare al compresorului

$$\eta_{tr_c} = \frac{AL_G}{AL_{c_i}} = \frac{AL_G}{AL_{M_e}} = \frac{\eta_{tr}}{\eta_m} = \frac{1{,}07}{0{,}9} \approx 1{,}18.$$

PARTEA A DOUA

STUDIUL CONSTRUCTIV AL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. ORGANELE FIXE

1. Solicitarea mașinii termice cu pistoane libere în ansamblul ei

Pentru a putea dimensiona organele fixe ale mașinilor termice cu pistoane libere va trebui să se analizeze în prealabil solicitarea mașinii cu pistoane libere în ansamblul ei.

În reprezentarea schematică din fig. 81 sînt redate solicitările în ansamblul mașinii termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" reprodusă în fig. 127. S-au păstrat notațiile forțelor care acționează asupra mașinii din partea întîi, cap. II, § 1.

În cursa de lucru solicitările derivă din forța P_{M_d} de destindere a gazelor de ardere. Pe cînd însă la motoarele termice obișnuite această forță se transmite direct întregii mașini prin intermediul legăturilor rigide ale ambielajului, la mașinile cu pistoane libere ea se transmite numai grupurilor de pistoane libere, dînd naștere energiei cinetice a acestora și provocînd accelerarea lor. Celorlalte părți ale mașinii se transmite în schimb forța de compresiune din tamponul de aer P_{A_c}, care ia naștere treptat pe măsura înaintării pistonului liber, provocînd frînarea acestuia. Aceste forțe P_{A_c} din ambele tampoane, apăsînd asupra capacelor 5, fac să se transmită întregii mașini solicitări longitudinale de tracțiune. Valorile maxime ale acestor solicitări apar spre sfîrșitul cursei de lucru a pistoanelor libere, cînd și valoarea forței P_{A_c} din tamponul de aer va fi maximă. Ele vor sta la baza dimensionării elementelor supuse solicitărilor longitudinale amintite.

Pentru a evita apariția unor solicitări longitudinale în cămașa cilindrului *1*, de obicei nu se ancorează capetele cămășii în plăcile portsupapei *6*, ci se lasă ca solicitarea la întindere datorită forțelor P_{A_c} să se transmită prin învelișul pe-

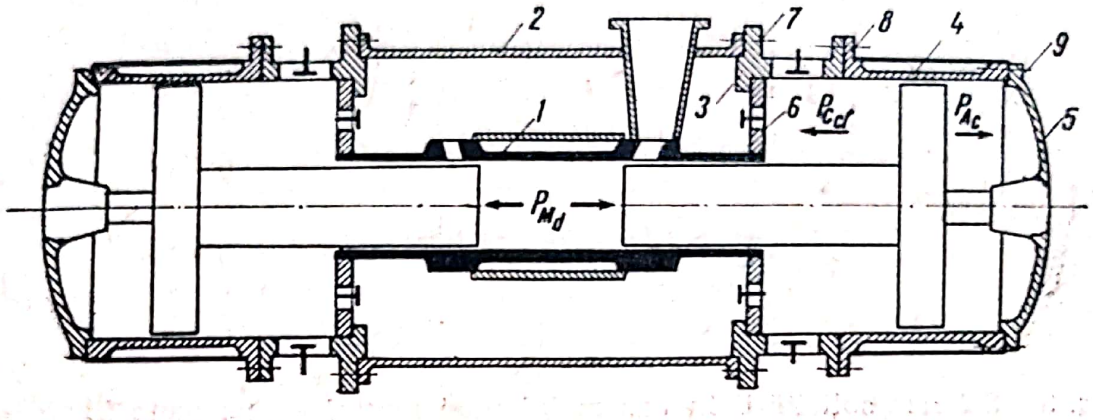


Fig. 81. Schema solicitării în ansamblul unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior" (420 CP)

riferic al mașinii, *5-4-3-2*. Întregul grup al acestor piese, precum și șuruburile *7, 8, 9* vor trebui dimensionate ținînd seamă de solicitările provenind de la forțele P_{A_c}.

Toată lipsa de vibrații a formelor cu contrapistoane este de obicei din plin folosită la montarea ușoară a mașinilor fără să se transmită construcției de susținere eforturile mașinii. Printr-o încastrare solidă a cilindrilor compresori *4* în fundația de susținere, solicitarea longitudinală ar putea fi trecută de la mașină asupra fundației. Această soluție prezintă însă mai puține avantaje decît dezavantaje, îngreunînd mult construcția, astfel încît nu este folosită. Se va reveni în schimb asupra acestei ancorări la construcțiile cu un singur grup de pistoane.

Din fig. 82, care reprezintă schematic solicitările în ansamblul unei alte mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior" de forma nouă, reprodusă în fig. 124, rezultă aceeași repartiție a solicitărilor ca și în exemplul anterior, cu deosebirea că la transmiterea solicitărilor prin cilindrul compresor *4* mai contribuie, paralel cu acesta, și prezoanele-ancoră *8*.

Cursa de întoarcere a pistoanelor libere se realizează, sub acțiunea forțelor de destindere din pernele de aer P_{A_d}, practic identice, dar din punctul de vedere al evoluției, in-

verse forțelor P_{A_c}. Acestea provoacă treptat forțele rezultînd din compresiunea și refularea aerului din cilindrul compresor. Dimensionarea plăcii portsupape se face ținînd seamă de aceste solicitări.

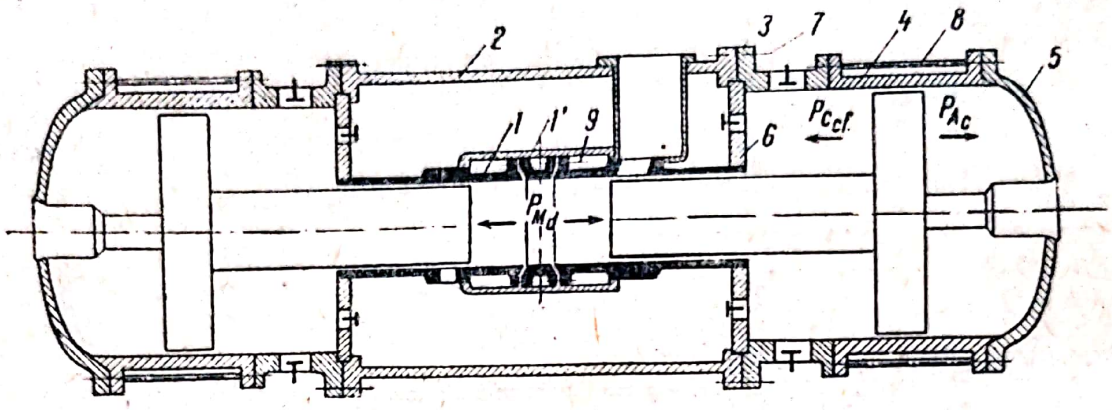


Fig. 82. Schema solicitării în ansamblul unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior" (1 250 CP):

1 — cămașa cilindrului motor; *1'* inel portinjector; *2* — carcasa mașinii (a colectorului de baleiaj); *3* — inel portsupape al cilindrului compresor; *4* — cămașa cilindrului compresor; *5* — capacul tamponului de aer; *6* — discul portsupapei de refulare; *7* — șuruburi de asamblare; *8* — șuruburi ancore; *9* — șuruburi de asamblare (la cilindrul motor).

La tipul „spre exterior", în timpul cursei de lucru iau naștere atît forța axială P_{A_c} în tamponul de aer, cît și cea de compresiune și refulare din cilindrul compresor $P_{C_{cf}}$. În exem-

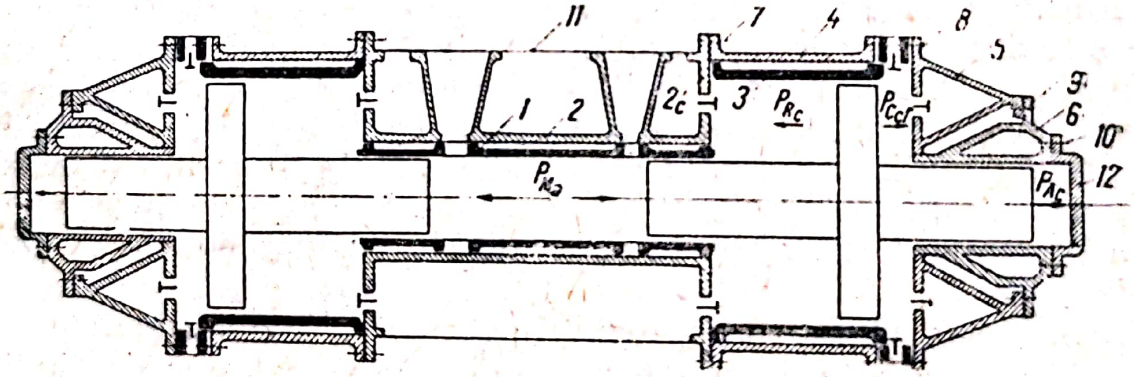


Fig. 83. Schema solicitării în ansamblul unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre exterior" (885 CP).

plul schematic al solicitărilor tipului „spre exterior" (fig. 83) se vede că forța axială P_c solicită capacul *12*, cilindrul-tampon *6* și parțial capacul 5, precum și șuruburile 9 și *10*. De la capacul *5* inclusiv spre interiorul mașinii apare solicitarea suplimentară datorită forței $P_{C_{cf}}$. Forțele $P_{C_{cf}} + P$ se transmit

prin cilindrul exterior al compresorului *4* și placa portsupapă 2_c, cilindrului exterior *2* al motorului. Și în acest caz cămașa cilindrului motor *1* este ferită de solicitările axiale amintite. Învelișul exterior *11* are în acest caz numai un rol protector și de închidere etanșă, însă nu de transmitere a solicitărilor axiale. Atît șuruburile *7* cît și șuruburile *8* vor fi calculate ținîndu-se seamă de suma forțelor $P_{C_{cf}} + P_{A_c}$.

În cursa de întoarcere, în care se inversează forța P_{A_c}, aceasta devenind forța de destindere P_{A_d} a tamponului, iar în cilindrul compresor apare forța de destindere P_{C_d} a restului de aer din spațiul vătămător, ia naștere forța de compresiune P_{R_c} din tamponul-retur. Sub efectul acestei forțe apare o solicitare inversă a plăcii portsupape și o solicitare la compresiune a cilindrului exterior *2*. Cămașa cilindrului compresor *3* nu este direct solicitată la întindere.

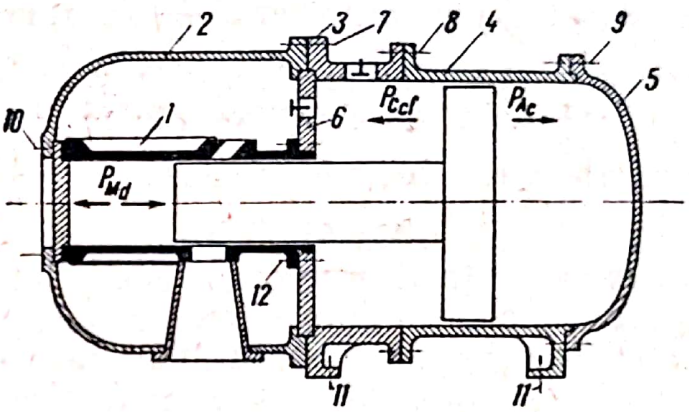


Fig. 84. Schema solicitării în ansamblul mașinii cu un singur piston liber:
1 — cămașa cilindrului motor; 2 — învelișul colectorului de baleiaj; 3 — inelul portsupapei cilindrului compresor; 4 — cilindrul compresor; 5 — capacul tamponului de aer; 6 discul portsupape; 7, 8, 9, 10, 11 și 12 — șuruburi de asamblare.

În cazul mașinilor termice cu un singur grup de pistoane libere, solicitările în ansamblul mașinii au un aspect într-o anumită măsură diferit de cel al mașinilor cu două contrapistoane, după cum rezultă din schema solicitărilor la forma cu acțiune simplă cu un singur piston liber (fig. 84). Și în acest caz solicitările derivă în cursa de lucru din forța de destindere a șarjei de gaze din cilindrul motor P_{M_d}, dar această forță se transmite numai într-o parte a pistonului liber, ducînd la crearea forței de compresiune P_{A_c} din tamponul de aer. În partea opusă pistonului liber, forța P_{M_d} apasă asupra chiulasei cilindrului, avînd drept urmare accelerarea întregului ansamblu de elemente fixe în sens opus mișcării pistonului. Propriu-zis această mișcare a ansamblului pieselor fixe nu se face numai sub efectul

Scanned with OKEN Scanner

forței P_{M_d}, ci, analog cu mișcarea pistonului liber, ea este influențată de rezultanta R a forțelor P_{M_d}, R_{A_c} și P_{C_d}, în conformitate cu relația (1) din prima parte a lucrării.

Legea lui Newton

$$b_f = \frac{d^2 S_f}{d\tau^2} = \frac{R}{m_f}$$

ne dă valoarea accelerației variabile $b_f = \frac{d^2 S_f}{d\tau^2}$ a ansamblului de piese fixe cu masa m_f, care apare deci micșorată față de accelerația pistonului $b = \frac{d^2 S}{d\tau^2}$ în raportul maselor m/m_f. Ținînd seamă de legile cinematicii, observăm că deplasarea ansamblului elementelor fixe ale mașinii în sens opus mișcării pistonului are loc cu lungimea $S_f = \frac{m}{m_f} S'_h$, ceea ce satisface evident și condiția de menținere constantă a poziției centrului de greutate al întregului sistem $m_f S_f = m S'_h$.

Din construcțiile existente de mașini cu pistoane libere rezultă că masa pistonului liber este $m \approx m_f/100$, avînd drept consecință că oscilațiile ansamblului mașinii cu pistoane libere s-ar efectua cu amplitudini variind între 1 și 3 mm — valori ce corespund întrucîtva mărimilor oscilațiilor motoarelor obișnuite Diesel. Aceste oscilații, care ar apărea atunci cînd mașina cu un singur piston liber ar fi montată elastic (între piese de cauciuc), pot fi considerabil micșorate prin asamblarea rigidă a mașinii de forță cu mașina propriu-zisă de lucru. Astfel, prin consolidarea masei mașinii de forță cu cea a unui tractor, mașină rutieră, locomotivă etc., ar rezulta oscilații de ordinul numai a cîtorva sutimi de milimetru. Astfel de oscilații sînt cu totul lipsite de importanță pentru mașinile utilitare, construcția cu un singur piston liber prezentînd în schimb marele avantaj descris și în partea întîi de a fi o formă excepțional de simplă, ieftină, ușor de construit și de întreținut.

Din schema solicitărilor (v. fig. 84) și din explicațiile de mai sus rezultă că, în cazul mașinilor cu un singur piston liber, solicitarea longitudinală a elementelor fixe ale mașinii prezintă o repartiție variabilă atît în spațiu — în sensul axei longitudinale — cît și în timp. Astfel, la începutul cursei de destindere solicitarea longitudinală maximă apare la extremitatea cilindrului motor în dreptul capacului (chiulasei), soli-

citare corespunzătoare valorii forței P_{M_d} care contribuie la accelerarea întregii mase m_f a ansamblului fix al mașinii. Pe măsură ce ne apropiem de cilindrul compresor, solicitarea scade corespunzător mișcării maselor ansamblului pînă cînd în dreptul capacului 5 solicitarea este redusă la cea corespunzătoare forței de compresiune P_{A_c} din tamponul de aer, care abia începe. La fel și în timpul cursei de întoarcere a pistonului liber, cînd se efectuează deplasarea ansamblului fix în sens invers, datorită forței P_{A_d}, solicitarea maximă apare în dreptul capacului 5. Rezultă că porțiunile mijlocii ale mașinii suferă solicitările cele mai mici. Se recomandă totuși să se calculeze partea cilindrului compresor inclusiv inelul *3* și șuruburile *7* la solicitările ce rezultă din forțele P_{A_c}, iar partea cilindrului motor inclusiv șuruburile *12*, la cele corespunzătoare forțelor P_{M_d}.

În cazul unei rigidizări a mașinii de forță cu mașina propriu-zisă de lucru, ceea ce se recomandă totdeauna în cazul mașinilor utilitare, fixînd de exemplu cilindrul compresor cu masa mașinii prin intermediul șuruburilor *11*, ipotezele anterioare de calcul își mențin în general valabilitatea. Reacțiunile care iau naștere datorită ancorării prin intermediul șuruburilor *11* schimbă însă fluxul solicitărilor în cilindrul compresor, de care fapt va trebui să se țină seamă la dispoziția și dimensionarea bridelor de fixare, cum și la dispoziția nervurilor de întărire. Solicitarea șuruburilor *11* va putea fi considerată practic ca rezultat al forțelor de inerție m_f, b_f. Variația accelerațiilor pistonului liber $b=f(S)$ fiind determinată în cap. I al părții a doua, se vor putea obține valorile accelerațiilor ansamblului fix $b_f = b\frac{m}{m_f}$.

Solicitările formelor constructive care funcționează cu acțiune dublă prezintă în general un aspect asemănător, cu următoarele două deosebiri:

— în locul forței de compresiune din tamponul de aer apare numai forța de compresiune și de refulare din cilindrul compresor;

— solicitările sînt identice în ambele curse ale pistoanelor libere, cum era și de așteptat.

Cunoscînd acum solicitările în ansamblul mașinii, se va putea trece la dimensionarea constructivă a organelor fixe ale mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

2. Cilindrul motor

Pe baza analizei anterioare s-a putut stabili felul solicitării mecanice la care este supus cilindrul motor al unei mașini termice cu pistoane libere, indiferent de forma constructivă a acesteia. La aceste solicitări pur mecanice se adaugă și cele care provin din diferențele de temperatură ale cămășii cilindrului (solicitări termice).

Pentru a vedea în ce măsură solicitările termice măresc solicitările pur mecanice, se impune analiza aspectului acestor solicitări termice.

Indiferent de forma constructivă a mașinii de forță cu pistoane libere, solicitările termice au următorul triplu aspect:

a) solicitări termice periodice în stratul superficial al pereților cilindrului;

b) solicitări termice suplimentare datorite variației sarcinii și deci a imaginii termice a cilindrului;

c) solicitări termice staționare.

În analiza de față se va ține seamă numai de ultimele solicitări termice, specifice regimului permanent de exploatare, întrucît solicitările periodice nu ating valori importante, dată fiind frecvența relativ ridicată a ciclurilor mașinilor cu pistoane libere, iar cele provocate de variația sarcinii nu periclitează rezistența materialului mai mult decît cele staționare.

La formele constructive cu un singur piston liber, aspectul solicitărilor termice este cel mai simplu. Repartiția temperaturilor în cămașa cilindrului rezultă parte din calculele termice (partea a doua, cap. II), parte din rezultatele practice obținute prin măsurători asupra unor construcții similare. În general, atît valoarea medie a temperaturii peretelui de cilindru, cît și căderea de temperatură de-a lungul fluxului termic prin perete scad cu cît ne depărtăm în direcția axială de la capul cilindrului, aproximativ cum este reprezentat în fig. 85, *a*. Secțiunea prin peretele cămășii cuprinde schițarea rețelei curbelor izoterme și de flux. Flanșa inelară superioară are temperaturi mult mai înalte decît cilindrul în continuare, suferind astfel o răsucire și o dilatare inițială față de rest (fig. 85, *b*). În consecință, flanșa inelară și cămașa cilindrului

vor trebui tratate separat. Deformaţiile flanşei şi cămăşii se vor baza pe aceleaşi deplasări ale secţiunii prin forţe marginale static nedeterminate (fig. 86).

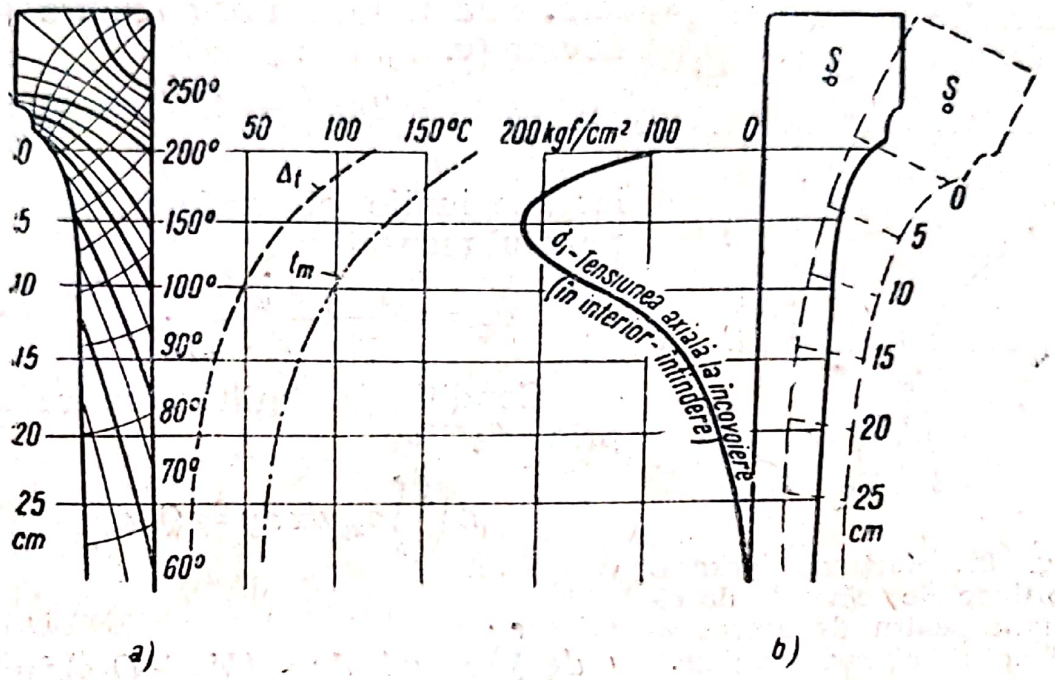


Fig. 85. Efectele termice asupra cilindrului motor:
a — variaţia temperaturilor într-o secţiune prin cămaşa cilindrului motor; *b* — deformaţiile şi tensiunile termice de încovoiere în cămaşa cilindrului motor.

Se vor nota cu:

x — distanţa unui punct de la axa cilindrului măsurată de-a lungul meridianului;
z — ordonata perpendiculară pe planul mijlociu;
R_1, R_2 — razele principale de curbură din planul meridian şi perpendicular pe acesta;
α — unghiul de latitudine;
φ — unghiul dintre două secţiuni meridiane;
ξ — deplasarea unui punct al suprafeţei mediane în sensul meridianului;
ζ — deplasarea perpendicular pe suprafaţa mediană (sensul pozitiv spre interior; ξ şi ζ reprezintă deplasările totale provocate de presiune şi temperatură);
β — coeficientul de dilataţie liniară;
μ — coeficientul de contracţie transversală ($\mu \approx 0{,}2$ pentru fontă, $\mu \approx 0{,}3$ pentru oţel).

Scanned with OKEN Scanner

Din cauza forţelor marginale dinspre cilindru, cum şi datorită repartiţiei temperaturilor de-a lungul secţiunii inelare, flanşa inelară suferă o deplasare u în direcţie radială şi o răsucire ϑ. Astfel, alungirea circumferenţială a unei fibre inelare (xy) devine (v. fig. 86):

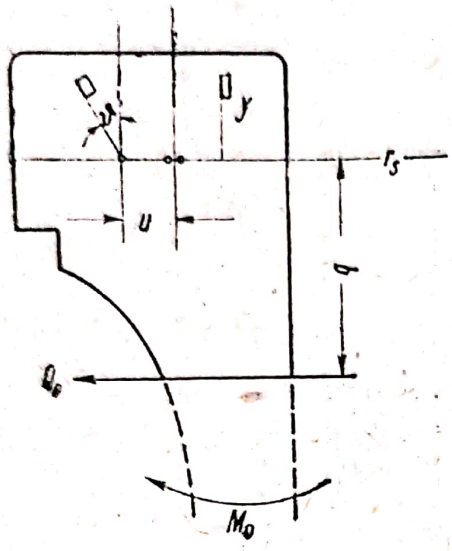


Fig. 86. Secţiune printr-o porţiune de cămaşă de cilindru pentru deducerea alungirii circumferenţiale.

$$\xi_{xy} = 2\pi u + 2\pi \vartheta_y - 2\pi (r_s - x)\, \beta t_{xy}, \tag{266}$$

iar tensiunile circumferenţiale din punctul respectiv:

$$\sigma_{xy} = E \frac{\xi_{xy}}{2\pi (r_s - x)}. \tag{267}$$

Condiţia de echilibru se traduce prin relaţiile:

$$d\varphi \iint_F \sigma_{xy}\, dx\, dy = Q_0\, d\varphi$$

şi

$$d\varphi \iint_F \sigma_{xy}\, y dx\, dy = (M_0 + Q_0 q) d\varphi,$$

în care M_0 şi Q_0 se raportează la unitatea de unghi a circumferinţei.

Folosind expresiile de mai sus pentru σ şi ξ, se obţine:

$$\left.\begin{aligned} E \iint_F \left[\frac{u}{r_s - x} + \frac{\vartheta}{r_s - x} y - \beta t_{xy}\right] dx dy &= Q_0 \\ E \iint_F \left[\frac{u}{r_s - x} + \frac{\vartheta}{r_s - x} y - \beta t_{xy}\right] y dx\, dy &= M_0 + Q_0 q. \end{aligned}\right\} \tag{268}$$

Din aceste relaţii pot fi deduse valorile u şi ϑ în funcţie de M_0 şi Q_0 şi de repartiţia temperaturii, determinînd integralele pe cale grafică prin planimetrare.

Dacă se admite $r_s - x \sim r_s$, se poate scrie:

$$u = \frac{r_s}{EF}\left(Q_0 + \beta \iint_F t_{xy}\, dx\, dy\right),$$

$$\vartheta = \frac{1}{EJ}\left[(M_0 + Q_0 q) + r_s \beta \iint_F t_{xy}\, y\, dx\, dy\right].$$

Cilindrul din continuarea inelului poate fi admis drept caz limită al unui con. În acest caz, alungirile specifice au forma:

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{x_0} + \beta t_0 &= \frac{d\xi}{dx} \\ \varepsilon_{y_0} + \beta t_0 &= -\frac{\zeta}{r} \\ \varepsilon_{x_z} + \beta t_z &= \varepsilon_{x_0} + \beta t_0 - z\frac{d^2\xi}{dx^2} \\ \varepsilon_{y_z} + \beta t_z &= \varepsilon_{y_0} + \beta t_0 . \end{aligned}\right\} \tag{269}$$

Rezultă tensiunile:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{x_z} &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[\left(\xi' - \mu\frac{\zeta}{r}\right) - z\zeta'' - (1+\mu)\beta t_z\right] \\ \sigma_{y_z} &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[\left(-\frac{\zeta}{r} + \mu\xi'\right) - \mu_z\zeta'' - (1+\mu)\beta t_z\right]. \end{aligned}\right\} \tag{270}$$

Tensiunile raportate la grosimea totală a peretelui pot fi scrise:

$$\left.\begin{aligned} T_x &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[\left(\xi' - \mu\frac{\zeta}{r}\right)h - (1+\mu)\beta F_t\right] \\ T_y &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[\left(-\frac{\zeta}{r} + \mu\xi'\right)h - (1+\mu)\beta F_t\right]; \end{aligned}\right\} \tag{271}$$

$$\left.\begin{aligned} G_x &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[-\zeta''\frac{h^3}{12} - (1+\mu)\beta S_t\right] \\ G_y &= \frac{E}{1-\mu^2}\left[-\mu\zeta''\frac{h^3}{12} - (1+\mu)\beta S_t\right]. \end{aligned}\right\} \tag{272}$$

În relațiile de mai sus au fost folosite prescurtările:

$$F_t = \iint_F t_{xy}\,dx\,dy,$$

$$S_t = \iint_F t_{xy}\,y\,dx\,dy.$$

Condiţiile de echilibru sînt:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d}{dx}T_x \qquad + X = 0 \\ \frac{d}{dx}N + \frac{T_y}{r} + Z = 0 \\ \frac{d}{dx}G_x - N + M = 0. \end{aligned}\right\} \tag{273}$$

Prima dintre aceste relaţii poate fi integrată foarte simplu, rezultînd:

$$T_x = -\int X dx + \frac{p}{2r\pi},$$

P fiind o solicitare exterioară la întindere în direcţia axei cilindrului.

Din ecuaţia a treia de echilibru rezultă:

$$N = G_x' + M,$$

care, introdusă în relaţia a doua, ne dă:

$$T_y = -r(G_x'' + M' + Z).$$

Utilizînd expresia lui T_y din relaţia (271) şi efectuînd o serie de transformări, se obţine prima relaţie de bază:

$$G_x'' = \frac{Eh}{r^2}\zeta - \frac{\mu}{r}\left(-\int X dx + \frac{P}{2\pi r}\right) + \frac{E\beta F_t}{r} - M' - Z. \tag{274}$$

Relaţia a doua de bază poate fi dedusă direct din ecuaţia (272):

$$E\zeta'' = -\frac{12(1-\mu^2)}{h^3}G_x - \frac{12}{h^3}(1+\mu)E\beta S_t. \tag{275}$$

În cazul cămăşii de cilindru prezentate, cînd

$$X = 0,\ Z = 0,\ M = 0,\ P = 0,$$

se poate scrie:

$$G_x'' = f_1 E\zeta + f_2, \tag{276}$$

$$E\zeta'' = -f_3 G_x - f_4, \tag{277}$$

$$f_1 = \frac{h}{r^2};\quad f_2 = \frac{E\beta F_{t\,cil}}{r},$$

$$f_3 = \frac{12(1-\mu^2)}{h^3};\quad f_4 = \frac{12}{h^3}(1+\mu)E\beta S_{t\,cil},$$

fiind funcţii cunoscute de-a lungul forţei X.

Ecuațiile diferențiale (276) și (277) pot fi rezolvate pe cale grafică cu ajutorul diagramei liniare Meissner. Condițiile de margine reclamă ca atît momentul încovoietor G_x, cît și tensiunea de forfecare G'_x să fie admise egale cu zero. Deplasările ζ și ζ' la capătul liber $x=0$ sînt necunoscute.

Adoptînd inițial valori oarecare pentru aceste deplasări, va rezulta prin integrări grafice evoluția valorilor corespunzătoare G, G', ζ și ζ'. Ele vor prezenta numai atunci o soluție cînd valorile momentului G_x ale forței transversale E'_x și ale deplasărilor ζ și ζ', determinate la capătul superior, vor fi egale cu cele ale inelului. Pentru a obține această concordanță, vor mai trebui determinate în mod analog încă două soluții pornind de la alte condiții inițiale. Fiecare dintre ultimele două soluții parțiale poate prezenta o nouă soluție dacă se multiplică cu un factor anumit. Cei doi factori de multiplicare pot fi stabiliți astfel, încît soluția care rezultă din suma celor trei soluții parțiale să satisfacă condițiile de trecere de la inel la cilindru. Dacă indicele *1* se referă la capătul superior al cilindrului, condițiile limită de mai sus pot fi scrise:

$$\left.\begin{aligned} E(\zeta'_{l_1} + a\zeta'_{l_2} + b\zeta'_{l_3}) &= -E\vartheta_{0inel} + \frac{r_s^2}{J}[(G_{l_1} + aG_{l_2} + bG_{l_3}) + \\ &\quad + q(G'_{l_1} + aG'_{l_2} + bG'_{l_3})] \\ E(\zeta_{l_1} + a\zeta_{l_2} + b\zeta_{l_3}) &= -E\mu_0 - qE(\zeta'_{l_1} + a\zeta_{l_2} + b\zeta'_{l_3}) - \\ &\quad - \frac{r_s^2}{F}(G'_{l_1} + aG'_{l_2} + bG'_{l_3}). \end{aligned}\right\} \quad (278)$$

Fig. 85, *b* reprezintă deformațiile și tensiunile de încovoiere în cămașa cilindrului. La aceste tensiuni se mai adaugă tensiuni periodic alternative provenind de la oscilațiile de temperatură ale suprafeței interioare a cămășii cilindrului în contact cu gazele de ardere. După cum s-a menționat, aceste tensiuni alternative sînt însă neglijabil de mici la frecvențele relativ ridicate ale mașinilor termice cu pistoane libere.

Dacă se analizează acum mașinile cu contrapistoane, avînd spațiul de ardere central, se poate constata următoarea situație.

Scanned with OKEN Scanner

La unitățile mari de tipul „spre interior" se folosesc două cămăși așezate cap în cap și asamblate prin intermediul unui inel, care poartă injectoarele, respectiv camerele auxiliare de ardere. Față de construcția veche (fig. 87, *a*), construcția mai nouă (fig. 87, *b*) folosește cămăși de cilindru cu gulere de capăt mai mici, reducîndu-se astfel mult tensiunile termice și deformațiile corespunzătoare. Afară de aceasta, și inelul central este prevăzut cu degajări în scopul unei răciri mai bune.

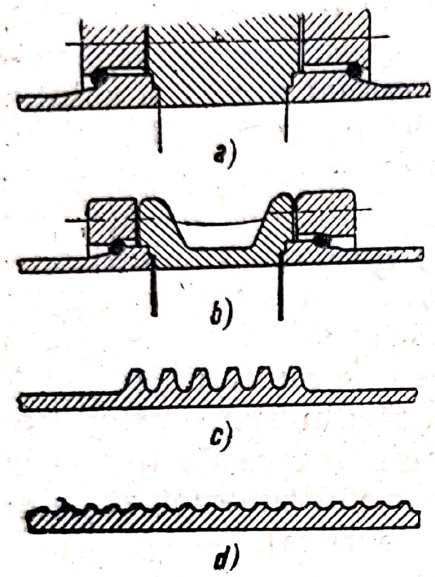


Fig. 87. Secțiune prin cămașa cilindrului în dreptul camerei de ardere la diferite mașini termice cu pistoane libere.

Fig. 87, *c* reprezintă peretele cilindrului motor în dreptul camerei de ardere la o unitate mică de tipul „spre interior", iar fig. 87, *d* — peretele la o unitate mare de tipul „spre exterior".

Se poate astfel vedea că la aceste mașini cu pistoane libere atît deformațiile, cît și tensiunile termice ale cămășilor de cilindru vor prezenta principial un aspect asemănător cu cel descris la formele cu un singur piston liber.

La alte forme cu contrapistoane, aspectul deformațiilor și al tensiunilor termice diferă în schimb într-o anumită măsură de cel anterior, cămașa cilindrului fiind continuă.

Pentru porțiuni inelare relativ înguste de cilindru, la care variația longitudinală a temperaturilor nu este prea accentuată, tensiunile termice pot fi deduse cu oarecare aproximație folosind formulele lui Lorenz:

$$\sigma = \beta G \frac{m+1}{m-1}(t_{p_e} - t_{p_i})\, B \text{ sau } \sigma = \frac{\beta E}{2} \cdot \frac{m}{m-1}(t_{p_e} - t_{p_i})\, B \quad (279)$$

pentru tensiunea la tracțiune, și

$$\sigma = \beta G \frac{m+1}{m-1}(t_{p_e} - t_{p_i})\, C \text{ sau } \sigma = \frac{\beta E}{2} \cdot \frac{m}{m-1}(t_{p_e} - t_{p_i})\, C \quad (280)$$

pentru tensiunea la compresiune. Aici s-au notat cu G modulul de alunecare și cu m — constanta lui Poisson ($m \approx 3{,}4$),

iar factorii B și C rezultă din:

$$B = \frac{2\left(\frac{r_{pe}}{r_{pi}}\right)}{\left(\frac{r_{pe}}{r_{pi}}\right)^2 - 1} - \frac{1}{\ln\left(\frac{r_{pe}}{r_{pi}}\right)}; \tag{281}$$

$$C = \frac{2}{\left(\frac{r_{pe}}{r_{pi}}\right)^2 - 1} - \frac{1}{\ln\left(\frac{r_{pe}}{r_{pi}}\right)}, \tag{282}$$

r_{pi} și r_{pe} fiind razele interioară și exterioară ale cămășii cilindrului.

Este foarte important ca temperatura în diferitele porțiuni ale cămășii de cilindru să fie menținută cît mai uniform printr-o răcire judicioasă și prin evitarea unor îngrămădiri de materiale la capetele superioare ale cămășilor. Date fiind solicitările termice foarte accentuate ale cămășii, pot lua totuși naștere tensiuni termice care depășesc 200—300 kgf/cm^2.

Din schemele inițiale ale solicitărilor în ansamblul mașinii de forță rezultă că, afară de unele cazuri de mașini cu un singur piston liber la care se transmit și eforturi longitudinale prin cilindru, solicitarea pur mecanică a cămășii cilindrului se produce numai datorită presiunii gazului din cilindrul motor. Se va putea trece la stabilirea grosimii δ a peretelui cămășii fără să se țină seamă de efectul întăritor prin flanșe, utilizînd relația clasică a lui Bach pentru cilindrii solicitați de presiuni interioare:

$$\delta = \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma_i + 0{,}4\,p_z}{\sigma_i - 1{,}3\,p_z}} - 1\right) \text{[cm]}. \tag{283}$$

În cazul unor tensiuni termice mari, tensiunile admisibile la întindere σ_i vor trebui limitate la valori care nu depășesc 200 kgf/cm^2, în cazul fontei, și 800 kgf/cm^2, în cazul oțelului turnat. La alegerea presiunii maxime p_z din cilindrul motor, trebuie avut în vedere că la mașinile de forță cu pistoane libere pot fi atinse accidental valori $p_z \approx 300$ kgf/cm^2. Aceste presiuni excepțional de ridicate apar bineînțeles numai în dreptul camerei propriu-zise de ardere, descrescînd politropic spre extremități, astfel încît numai porțiunea cămășii din dreptul acestei camere va trebui să reziste la aceste solicitări.

La unităţile mai mici poate fi folosită şi formula simplificată:

$$\delta = \frac{D}{2} \cdot \frac{p_z}{\sigma_i}. \qquad (284)$$

Trebuie avut în vedere că la maşinile cu pistoane libere, deşi lipsesc componentele forţelor normale pe axa cilindrului care apasă pistoanele pe calea de alunecare din cilindru, solicitările cilindrului sînt totuşi foarte mari. Aceasta rezultă pe de o parte din cauza dezvoltării unor cantităţi de căldură deosebit de mari, iar pe de altă parte, din cauza solicitărilor mecanice directe provocate de presiunile foarte înalte din timpul arderii. Datorită acestor presiuni, uzura prin frecarea segmenţilor este de asemenea mărită, deoarece şi presiunile care iau naştere în spatele segmenţilor şi îi presează pe calea de alunecare depăşesc valorile obişnuite (v. frecările mecanice descrise în partea întîi, cap. II).

Astfel pare a fi deosebit de interesantă aplicarea la maşinile de forţă cu pistoane libere, a unor cămăşi de cilindru din oţel, avînd suprafaţa interioară cromată dur poros. Astfel de cămăşi de cilindru se utilizează într-o măsură din ce în ce mai mare la construcţiile moderne de motoare cu autoaprindere. Procesul de execuţie a acestor cămăşi de cilindru din oţel prevede întîi deschiderea prin găurire a orificiilor de baleiaj şi evacuare. Urmează apoi tăierea prin arderea autogenă a acestor orificii cu ajutorul unor instalaţii speciale. Este de remarcat că se pot obţine cu un astfel de procedeu orificii cu suprafeţe foarte curate şi precis tăiate. Manşoanele exterioare (mantaua) care acoperă spaţiile prin care circulă apa de răcire pot fi sudate direct de cămaşa cilindrului, folosind electrozi speciali cu protecţie prin cărbune. Pare însă mai recomandabilă folosirea unor manşoane demontabile la care etanşarea se realizează prin strîngerea cu ajutorul unor inele, întocmai ca la unele construcţii de tipul „spre interior". Urmează alezarea la cota finală şi cromarea dură poroasă pe cale galvanică (grosimea stratului de circa 0,2 mm), apoi finisarea suprafeţei prin procedeul honing. Astfel de cămăşi de cilindru pot fi readuse după uzură la dimensiunile iniţiale prin recromare. Rezistenţa şi viaţa unor astfel de cămăşi sînt deosebit de mari (peste 15 000 ore în regim de funcţionare ca motor cu autoaprinderea obişnuit) pentru care motiv se recomandă a fi folosite la maşinile de forţă cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

3. Cilindrul compresor

Dimensionarea cilindrului compresor se face exclusiv după criterii de uzinaj (turnare, prelucrare etc.). Un calcul de rezistență cu ajutorul formulei (283) ar da grosimi de perete mult prea reduse. Nici solicitarea longitudinală datorită forței $P_{A_{c\,max}}$ nu este concludentă pentru fixarea dimensiunilor. În orice caz, și la verificările de rezistență va trebui să se țină seamă de schema corespunzătoare a solicitărilor mașinii în ansamblul ei.

De altfel, se vor urma întocmai cunoscutele directive de proiectare și de dimensionare a cilindrilor compresoarelor obișnuite de aer de joasă, respectiv medie presiune.

La unele forme constructive se folosesc cămăși separate și la cilindrii compresori. Acest lucru scumpește construcția, dar permite în schimb o mai precisă execuție a căii de alunecare a treptei compresoare a pistonului liber și alegerea unui material mai potrivit. Operațiile de realezare după uzură, respectiv înlocuirea cămășii prezintă alte avantaje ale acestei construcții. Sînt și construcții la care nu se folosesc propriu-zis cămăși separate în cilindrul compresor; de asemenea, la altele, închiderea spațiului de răcire la treptele compresoare se face prin intermediul unor manșoane demontabile.

Porțiunea din cilindrul compresor care poartă supapele de admisiune se execută de obicei în formă de inel separat. Pe această porțiune nu calcă segmenții treptei compresoare. Atît la prelucrarea cît și la efectuarea lucrărilor de centrare trebuie urmărită o riguroasă coaxialitate între cilindrul compresor și cel motor.

4. Organele fixe anexe

Printre elementele anexe trebuie considerat în primul rînd discul care poartă supapele de refulare la tipul „spre interior", respectiv supapele spațiului-tampon retur la tipul „spre exterior". Dimensiunile acestui disc rezultă din necesități constructive. Forma lui variază după tipul supapelor de refulare adoptat. Solicitarea mecanică a acestui disc are loc la încovoiere sub acțiunea forței $P_{C_{cf}}$, respectiv P_{c_R}. Deși această solicitare nu atinge limita admisibilă a rezistenței materialului, grosimea discului fiind relativ mare din motive

constructive, se impune totuși o verificare a rezistențelor (fig. 88). Momentul care solicită secțiunea mediană a discului portsupape rezultă din momentul forței de strîngere $P_d/2$ care

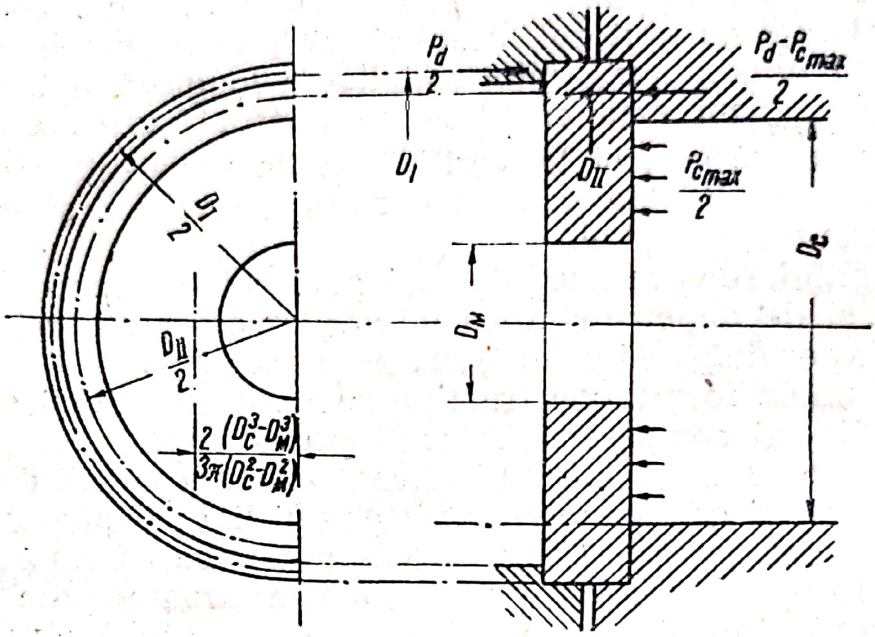


Fig. 88. Verificarea rezistenței discului portsupape.

acționează în centrul de greutate al conturului la distanța D_I/π de diametru, din momentul reacțiunii $\frac{P_d - P_{c_{max}}}{2}$ la distanța D_{II}/π și din cel al forței de presiune maximă $\frac{P_{c_{max}}}{2}$.

Valoarea sa este:

$$M = \frac{P_d}{2} \cdot \frac{D_I}{\pi} - \frac{P_d - P_{c_{max}}}{2} \frac{D_{II}}{\pi} - \frac{P_{c_{max}}}{2} \frac{2}{3\pi} \frac{D_C^3 - D_M^3}{D_C^2 - D_M^2}. \quad (285)$$

Se poate socoti că

$P_d \approx 1{,}25 \ldots 2 P_{c_{max}}$, iar $P_{c_{max}} = p_{c_{max}} \frac{\pi}{4} \cdot (D_C^2 - D_M^2)$.

Se va ține seamă de modulul de rezistență al secțiunii mediane celei mai slăbite prin orificiile supapelor. Tensiunile admisibile se iau de circa 400 kgf/cm², în cazul fontei, și de 800 kgf/cm², în cazul oțelului.

Verificarea rezistenței capacului tamponului de aer se face în mod asemănător. La fel se procedează și în cazul mașinilor termice cu un singur piston liber cînd mai trebuie verificate dimensiunile capacului cilindrului motor (chiulasei).

II. ORGANELE MOBILE

1. Echipajul mobil

Echipajul mobil este constituit din grupul pistoanelor libere. La un piston liber se deosebesc treapta motoare, treapta compresoare și partea de legătură. Aceste trei elemente ale unui piston liber au forme foarte variate, după felul construcției mașinii cu pistoane libere.

Treapta motoare a pistonului liber are, în majoritatea cazurilor, fundul drept. Aceasta în primul rînd pentru a se evita o eventuală ciocnire a pistoanelor libere în cazul unor valori foarte mari ale raporturilor de compresiune, funcționarea avînd loc sub cursă variabilă. Afară de aceasta, fundul plan se consideră ca o formă avantajoasă din punctul de vedere al rezistenței materialelor, lipsind momentele laterale datorite reacțiunii pereților, iar deformațiile de încovoiere provocate de presiunea gazelor sînt în parte compensate de cele rezultate din dilatarea fundului.

Solicitările termice fiind mari, va trebui neapărat să se țină seamă de ele. La unitățile mari, la care are loc o răcire interioară a pistonului prin lichid, suprafețele izoterme primesc aproape forma unor plane perpendiculare pe axa pistonului. Cîmpul de repartiție exactă a temperaturilor în fundul pistonului depinde însă de locul intrării lichidului de răcire (la margine sau central — cum se întîmplă în majoritatea cazurilor mașinilor termice cu pistoane libere), de felul repartiției jeturilor de combustibil în camera de ardere și de măsura în care se frînează curgerea căldurii spre zonele portsegment prin gîtuiri în dreptul îmbinării fundului cu pereții laterali ai pistonului. Pentru determinarea temperaturilor în fundul pistonului și în general în restul pistonului, se va ține seamă de cele expuse în capitolul „Răcirea mașinilor termice cu pistoane libere".

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se notează cu:

r — raza pistonului;
σ_{max} — tensiunea, tangențială maximă totală de compresiune sau de întindere, datorită presiunii gazelor și încălzirii;
E — modulul de elasticitate;
m — constanta lui Poisson;
β — coeficientul de dilatație liniară;
t_{p_m} — temperatura medie a peretelui;
t_{p_e} — temperatura fibrelor exterioare ale peretelui,

atunci valoarea tensiunii tangențiale maxime va rezulta din relația

$$\sigma_{max} = E \frac{m}{m-1} \beta (t_{p_m} - t_{p_e}) + \frac{3}{4} \cdot \frac{p_z r^2}{\delta^2} \cdot \qquad (286)$$

Ultimul termen din partea din dreapta reprezintă tensiunea maximă în direcție radială în locul de îmbinare a fundului cu pereții, rezultată din încovoierea datorită presiunii gazelor în ipoteza asimilării fundului de piston cu o placă în formă de disc rigid strîns pe circumferința exterioară.

Rigiditatea relativă a pereților laterali ai pistonului împiedică desfășurarea liberă a întinderii fundului de piston. Prin aceasta se reduce tensiunea tangențială de întindere și se mărește cu aceeași valoare cea de compresiune.

Dacă se admite că datorită rigidității pereților întinderea poate fi desfășurată numai pe jumătate (ceea ce nu corespunde întocmai realității, ea depinzînd de grosimea pereților laterali și de măsura consolidării prin nervuri), vor rezulta următoarele expresii pentru tensiunea maximă de întindere și de compresiune:

$$\sigma_{t\,max} = E \frac{m}{m-1} \beta (t_{p_m} - t_{p_e}) - E \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\beta}{2} (t_{p_m} - t_{p_e}) + \frac{3}{4} \cdot \frac{p_z r^2}{\delta^2},$$

respectiv:

$$\sigma_{t_{max}} = E \frac{m}{m-1} \cdot \frac{\beta}{2} (t_{p_m} - t_{p_e}) + \frac{3}{4} \cdot \frac{p_z r^2}{\delta^2} \qquad (287)$$

și

$$\sigma_{c_{max}} = E \frac{m}{m-1} \beta (t_{p_m} - t_{p_e}) + E \frac{m}{m-1} \frac{\beta}{2} (t_{p_m} - t_{p_e}) + \frac{3}{4} \frac{p_z r^2}{\delta^2},$$

respectiv

$$\sigma_{c_{max}} = 1{,}5E\frac{m}{m-1}\beta(t_{p_m} - t_{p_e}) + \frac{3}{4}\cdot\frac{p_z r^2}{\delta^2}. \qquad (288)$$

Pot fi admise următoarele valori: pentru fontă tensiunea de compresiune circa 3 000 kgf/cm^2 și cea de întindere circa 800 kgf/cm^2, iar pentru oțel, tensiunea de compresiune și de întindere circa 4 000 kgf/cm^2.

Din cauza nervurilor dispuse la partea interioară a pistonului, menite să mărească trecerea căldurii asupra lichidului de răcire, fenomenele se complică. Efectul de rigidizare al acestor aripioare atît în privința împiedicării dilatării, cît și în privința măririi modulului de rezistență al secțiunii pistonului, trebuie privit cu mare precauție și este de recomandat a nu i se atribui un coeficient prea ridicat de mărire a rezistenței.

La unitățile mici de mașini termice cu pistoane libere, la care s-ar putea renunța la o răcire interioară a pistonului, suprafețele izoterme nu mai prezintă aspectul descris anterior, ci se aseamănă mai mult cu porțiuni sferice concentrice, avînd porțiunea centrală a fundului de piston mult mai înfierbîntată decît restul. Dar și în acest caz cîmpul temperaturilor depinde de măsura în care căldura este canalizată de la fundul pistonului spre zona portsegment prin alegerea corespunzătoare a secțiunilor și de dirijarea jeturilor de combustibil în camera de ardere.

Pereții laterali ai treptei motoare au în general misiunea de a transmite mai departe forța datorită presiunii gazelor, cuprinzînd totodată zona portsegment. De aceasta va trebui să se țină seamă la stabilirea dimensiunilor acestor pereți.

La tipurile „spre interior", treapta compresoare are rolul de a frîna mișcarea „spre exterior" a pistonului liber, comprimînd aerul din spațiul-tampon, și de a comprima și refula aerul din cilindrul compresor în cursa spre interior a pistonului liber. De aici rezultă solicitarea acestei trepte prin aerul comprimat în tamponul de aer, respectiv prin cel din cilindrul compresor. Pentru a micșora masa acestei trepte, la unele construcții ea este executată din table de oțel asamblate prin sudură, avînd nervuri pronunțate de întărire.

Verificarea rezistențelor acestor trepte se face în următoarele ipoteze (fig. 89):

Scanned with OKEN Scanner

Solicitarea la încovoiere în secțiunea diametrului *I-I'* datorită forței $P_{Ac_{max}}$ din spațiul-tampon, respectiv $P_{Cc_{max}}$ din cilindrul compresor, care acționează în centrul de greutate al sectorului semicircular rezultînd din momentul:

$$M = \left(\frac{P_{Ac_{max}}}{2} - \frac{P_{Cc_{max}}}{2} \right) \frac{2}{3\pi} \cdot \frac{D_C^3 - D_M^3}{D_C^2 - D_M^2}. \qquad (289)$$

Va trebui de asemenea verificată rezistența pe aceeași secțiune diametrală ținînd seamă de forța de inerție care corespunde masei treptei compresoare și accelerației mari de la

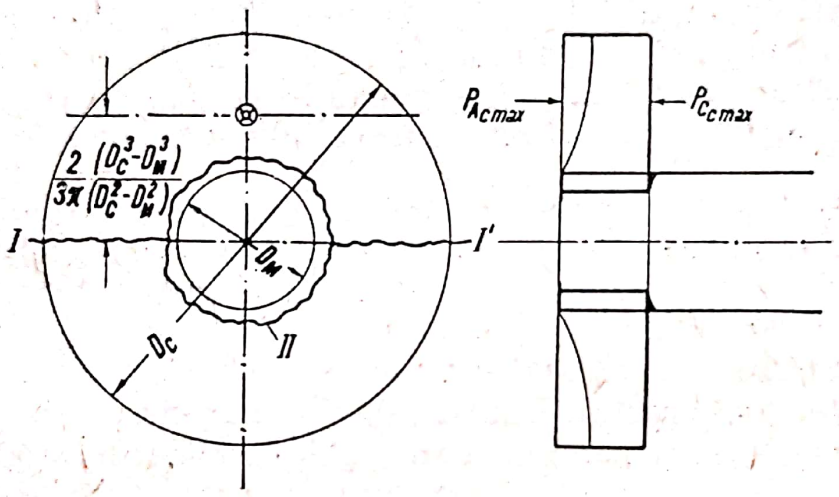


Fig. 89. Verificarea rezistenței treptei compresoare a pistonului liber.

începutul cursei de lucru. Această valoare a accelerației rezultă din curba accelerației, dedusă în cap. I al părții a doua. Dacă se notează cu m_C masa treptei compresoare și cu $dw/d\tau$ valoarea inițială a accelerației, secțiunea diametrală *I-I'* va fi solicitată de momentul

$$M = \frac{m_C}{2} \cdot \frac{dw}{d\tau} \cdot \frac{2}{3\pi} \cdot \frac{D_C^3 - D_M^3}{D_C^2 - D_M^2}. \qquad (290)$$

Afară de aceasta se impune și o verificare a rezistenței la forfecare într-o secțiune circulară *II* cu diametrul cilindrului motor, la unitățile la care treapta motoare este legată de cea compresoare printr-un manșon cu grosimea diametrului din cilindrul motor, iar la formele la care cele două trepte sînt legate printr-o tijă, se va considera o secțiune circulară cu diametrul butucului treptei compresoare, diametru care depășește cu puțin pe cel al tijei.

Elementul de legătură al celor două trepte ale unui piston liber poate avea forma unui manșon cu diametrul cilindrului motor sau a unei tije de legătură. Verificarea rezistențelor în diferitele porțiuni ale elementului de legătură se efectuează ținînd seamă de forțele care solicită acest element la

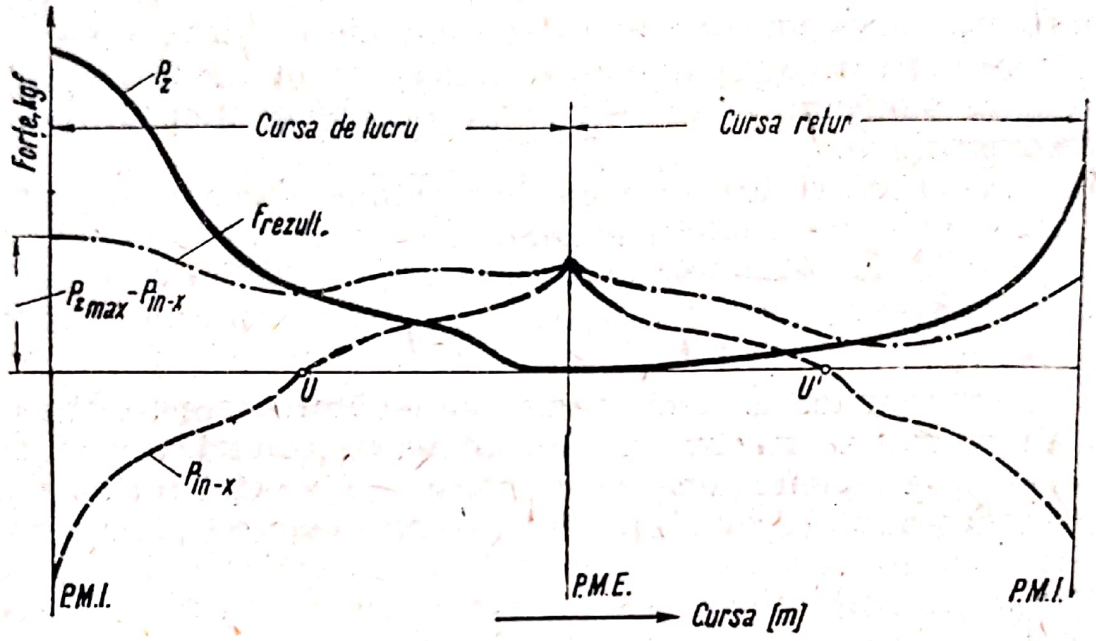


Fig. 90. Diagrama forțelor care solicită secțiunea elementului de legătură a pistonului liber la oboseală.

compresiune, întindere și flambaj (fig. 90). Aceste forțe au la începutul procesului arderii (începutul cursei de lucru) valoarea $F_{rezult} = P_{z\,max} - P_{in-x}$, unde s-a notat cu $P_{z\,max} = p_{z\,max} \frac{\pi D_M^2}{4}$ — valoarea maximă a forței care corespunde presiunii gazului din cilindrul motor, și cu $P_{in-x} = \frac{G_x}{g} \cdot \frac{dw}{dt}$ — forța de inerție a echipajului mobil pînă în dreptul secțiunii x (G_x fiind greutatea echipajului mobil pînă în dreptul secțiunii x). Se vede că secțiunea cea mai solicitată la compresiune este secțiunea din apropierea treptei motoare.

Spre sfîrșitul cursei de lucru, cînd pistonul liber este frînat prin compresiunea aerului în spațiul-tampon (la tipul „spre interior"), respectiv în cilindrul compresor (la tipul „spre exterior"), forța care solicită elementul de legătură la compresiune este forța de inerție corespunzătoare masei pistonului liber pînă la secțiunea considerată x, forță care are

valoarea maximă în dreptul treptei compresoare. La sfîrșitul cursei de refulare a aerului comprimat din cilindrul compresor (la tipul „spre interior"), respectiv al compresiunii aerului din cilindrul-tampon retur (la tipul „spre exterior"), elementul de legătură este solicitat la întindere datorită forței de inerție a masei pistonului liber pînă în dreptul secțiunii considerate. Se va ține totuși seamă că frînarea pistonului liber se realizează în oarecare măsură și în cilindrul motor. Această solicitare la întindere este de obicei mai mică decît la compresiune.

În cazul mașinilor termice cu pistoane libere care funcționează cu acțiune dublă, elementul de legătură între cele două trepte fiind o tijă, secțiunea acestei tije va trebui verificată și la întindere sub efectul forței $P_{z_{max}}$ în cazul arderii în spațiul interior.

În concluzie, dacă elementul de legătură este un manșon cu diametrul relativ mare (D_M), se va proceda la verificarea secțiunii la compresiune și întindere sub efectul forțelor arătate mai sus. Cînd elementul de legătură este o tijă, secțiunea va trebui verificată la flambaj sub acțiunea forței de compresiune. După cum se știe din rezistența materialelor, cînd coeficientul de zvelteță $\lambda = l/i$ (l fiind lungimea tijei, iar i — raza de inerție $= \sqrt{I/S}$) depășește valoarea limită fixată pentru materialul respectiv $\left(\lambda_{lim} = \frac{l}{i} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}\right)$, se va folosi formula clasică de flambaj a lui Euler considerînd tija rezemată la ambele capete (deși tija este încastrată la ambele trepte ale pistonului liber, aceste trepte nu prezintă porțiuni suficient de rigide pentru a menține valabilă ipoteza încastrării).

Forța admisibilă de flambaj rezultă din formula:

$$F = \frac{\pi^2 EI}{sl^2}, \qquad (291)$$

în care:

I este momentul de inerție ecuatorial al secțiunii tijei;
s — coeficientul de siguranță, care poate fi admis între 3 și 6;
l — lungimea tijei de legătură.

Cînd coeficientul de zvelteță $\lambda = l/i$ este mai mic decît valoarea limită fixată pentru materialul respectiv $\left(\lambda < \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}\right)$,

se vor folosi formulele lui Tetmayer, care ţin seamă şi de compresiune.

Forţa admisibilă de flambaj e dată de formula:

$$F_a = \frac{S}{s}(\alpha - \beta\lambda + \gamma\lambda^2). \qquad (292)$$

După cum se ştie, pentru oţeluri γ poate fi neglijat, astfel încît relaţia (292) devine:

$$F_a = \frac{S}{s}(\alpha - \beta\lambda). \qquad (293)$$

Valorile pentru α şi β pot fi luate din tabela 4.

Tabela 4. **Coeficienţi de flambaj**

Felul oţelului	Datele de rezistenţă		Limita coeficientului de zvelteţe $\lambda = l/i$	Formula forţei de flambaj $F = S(\alpha - \beta\lambda)$
	Rezistenţa de rupere kgf/mm²	Alungirea %		
Oţel carbon	42—50	20	100	$F = S(4\,691 - 26{,}175\,\lambda)$
	50—60	18	100	$F = S(5\,891 - 38{,}175\,\lambda)$
Oţeluri de îmbunătăţire cu Ni-Cr	65—75	16—13	86	$F = S(4\,700 - 23{,}05\,\lambda)$
	70—85	14—10	85	$F = S(5\,500 - 32{,}5\,\lambda)$
	75—90	14—10	80	$F = S(6\,000 - 36{,}2\,\lambda)$
	100—110	12—10	80	$F = S(8\,400 - 66\,\lambda)$

Coeficientul de siguranţă s poate fi admis între 4 şi 6.

Pe lîngă calculul de mai sus trebuie procedat şi la verificarea rezistenţei tijei la oboseală.

Din diagrama de compunere a forţei de inerţie a maselor pistonului liber din stînga secţiunii x şi a forţei datorite presiunii gazelor din cilindrul motor, rezultă că forţa maximă de compresiune în secţiunea x a tijei apare de obicei la începutul cursei de lucru, astfel încît tensiunea maximă în secţiunea $\overline{x}$ are valoarea

$$\sigma_{max} = \frac{P_{z_{max}} - P_{in\text{-}x}}{S}. \qquad (294)$$

Tensiunea minimă va apărea undeva spre sfîrșitul cursei de întoarcere (de compresiune în cilindrul motor) și rezultă din diferența dintre forța de compresiune P_{M_c} și cea de inerție $P'_{in\text{-}x}$ din momentul corespunzător, astfel încît

$$\sigma_{min} = \frac{P_{M_c} - P'_{in\text{-}x}}{S}. \tag{295}$$

După cum se constată din variația forței rezultante, secțiunea suferă o permanentă compresiune, astfel încît ciclul solicitării la oboseală are caracter pulsator cu $0 < r < 1$.

Amplitudinea ciclului rezultă din:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \tag{296}$$

iar valoarea medie a tensiunilor:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}. \tag{297}$$

Limita de oboseală a materialului la tracțiune-compresiune, în cazul ciclului simetric, fiind notată cu σ_{-1}, iar rezistența temporară (kgf/mm^2), cu σ_b, rezultă amplitudinea limită a ciclului pulsator σ_0 din relația:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_b \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_b + \sigma_{-1}}.$$

Dacă se admite din tabele sau din diagrame valoarea coeficientului real al concentrării tensiunilor k_σ corespunzător caracteristicii tijei, va putea fi dedus coeficientul de siguranță al solicitării la oboseală:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}\sigma_m}; \tag{298}$$

Acest coeficient nu trebuie să depășească valoarea 3—5.

2. Dispozitivul de sincronizare

În cazul folosirii a două grupuri de contrapistoane libere, poate surveni un decalaj din poziția de riguroasă simetrie a acestor contrapistoane, fie din cauza unor frecări inegale ale celor două grupuri de pistoane libere, fie din cauza unor mici

diferențe între lucrurile mecanice din tampoanele de aer, respectiv din cilindrii motori (presiunile din spațiile-tampon sînt de obicei egalizate între ele printr-o conductă by-pas). Din această cauză cele două grupuri de contrapistoane libere se leagă mecanic între ele prin intermediul unui dispozitiv de sincronizare a mersului pistoanelor libere. Forțele care ar

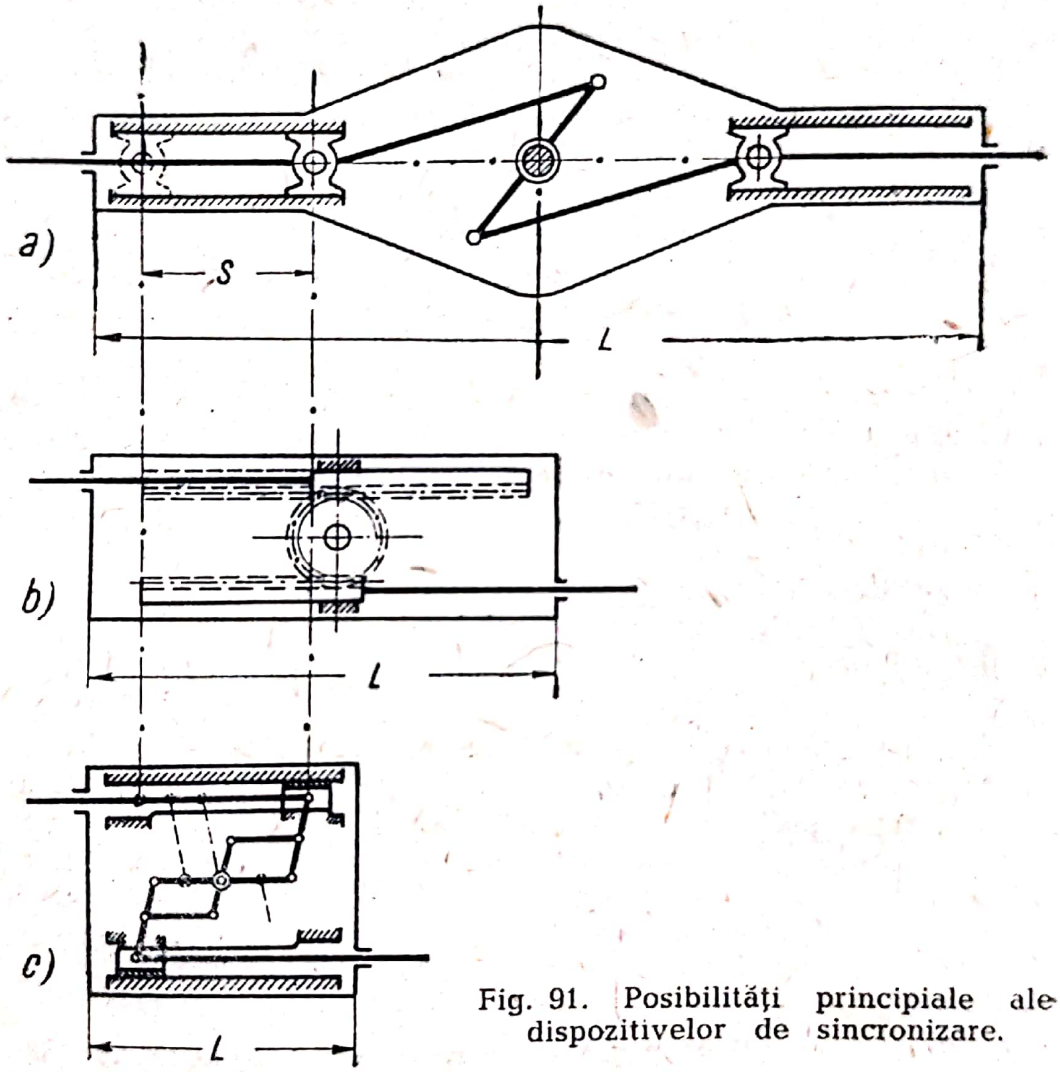


Fig. 91. Posibilități principiale ale dispozitivelor de sincronizare.

putea provoca disimetria în mișcarea pistoanelor libere fiind foarte mici, dispozitivul de sincronizare poate fi de construcție ușoară.

Principial există diferite posibilități de a lega între ele mecanic cele două contrapistoane, dintre care trei, fiind mai importante, au fost prezentate schematic în fig. 91. *a*, *b*, *c*.

Scanned with OKEN Scanner

Forma *a* reprezintă soluţia cea mai naturală, utilizată de altfel şi pentru prima dată la sincronizarea mersului contrapistoanelor. Ambielajul este compus dintr-un levier oscilant, legat de pistoanele libere prin două bielete. Lungimea bieletelor trebuie să fie atît de mare, încît acestea să nu se aşeze după axa dispozitivului atunci cînd pistoanele libere ajung în poziţia punctelor moarte exterioare. Altfel ar surveni o limitare a cursei pistoanelor şi maşina ar funcţiona după principiul maşinii cu pistoane semilibere.

După cum se vede în figură, la o cursă S dată, lungimea de construcţie L a dispozitivului este în acest caz cea mai mare.

Forma *b* foloseşte o roată dinţată angrenată cu două cremaliere care se prelungesc cu tije ancorate în treptele de compresiune ale celor două contrapistoane (fig. 92). Această soluţie foloseşte o lungime de construcţie L mai mică decît la forma *a*.

Forma *c*, compusă dintr-un sistem de leviere dispuse în paralelogram, este totodată constructiv cea mai scurtă (fig. 93).

Dispozitivul de sincronizare este închis în interiorul maşinii cu pistoane libere într-o carcasă etanşă la ulei.

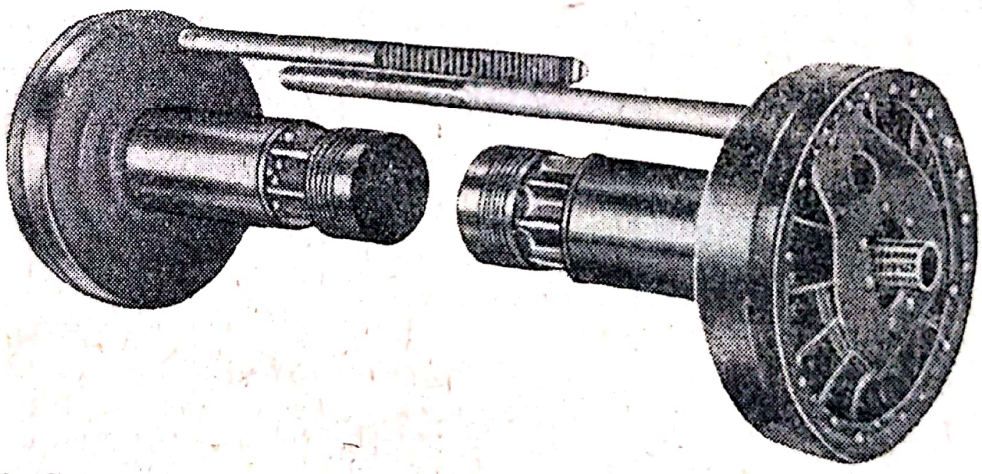


Fig. 92. Grupul celor două pistoane libere cu dispozitivul de sincronizare cu cremaliere.

La primele maşini cu pistoane libere de tipul „spre interior" s-au folosit două dispozitive de sincronizare aşezate de ambele părţi ale maşinii (fig. 123 *c*). S-a constatat însă în timpul funcţionării acestor maşini că forţele transmise de aceste dispozitive de sincronizare sînt atît de mici, încît ajunge un singur dispozitiv. Formele noilor maşini termice

cu pistoane libere sînt de obicei echipate cu un singur dispozitiv de sincronizare (fig. 124 *b*).

La dimensionarea sistemului de sincronizare nu se va ține seamă numai de forțele de disimetrie transmise prin acest dispozitiv, deoarece acestea sînt relativ mici (fiind de altfel și greu de determinat), ci se vor lua în considerație forțele de

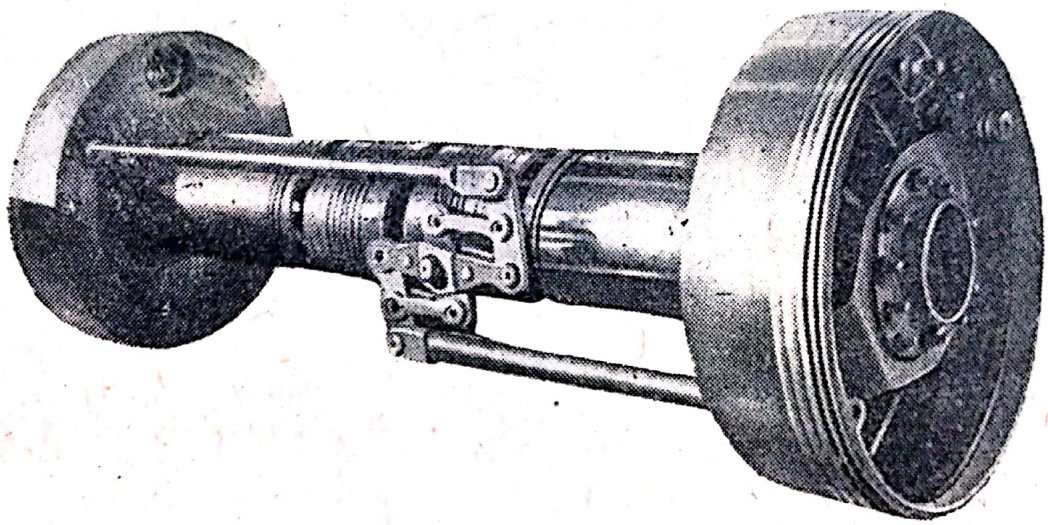


Fig. 93. Grupul celor două pistoane libere cu dispozitivul de sincronizare format din leviere.

inerție care rezultă din accelerațiile destul de ridicate ale pistoanelor libere și, implicit, ale elementelor dispozitivului de sincronizare. La mașinile cu pistoane libere de tipul „spre interior", accelerația pistonului liber are în punctul mort interior valoarea de circa 2 500 m/s^2, iar în punctul mort exterior — 800 m/s^2. Masa levierelor dispozitivului de sincronizare dispuse în paralelogram, reduse la axa de alunecare a tijelor dispozitivului de sincronizare, variază după poziția de oscilare a levierelor, adică după poziția pistoanelor libere (fig. 94). La aceste mașini masa levierelor are în poziția punctului mort interior valoarea de 0,23 $kg \cdot s^2/m$, iar în punctul mort exterior, 0,5 $kg \cdot s^2/m$. În articulația glisierei acționează în consecință o forță de inerție de 560 kgf în poziția punctului mort interior, și de 400 kgf în poziția punctului mort exterior. Față de aceste valori relativ mici, care solicită calea de alunecare a glisierei, respectiv tija, forțele de inerție ce rezultă din masele mult mai mari ale tijelor și care acționează în punctele de legătură cu treapta compresoare se pot ridica la valoarea de 10 tf.

În general, pentru verificarea rezistențelor articulației glisierei se folosesc accelerațiile pistoanelor libere determinate conform celor indicate în partea a doua, cap. I. Apoi se determină pe cale grafo-analitică masele levierelor dispozi-

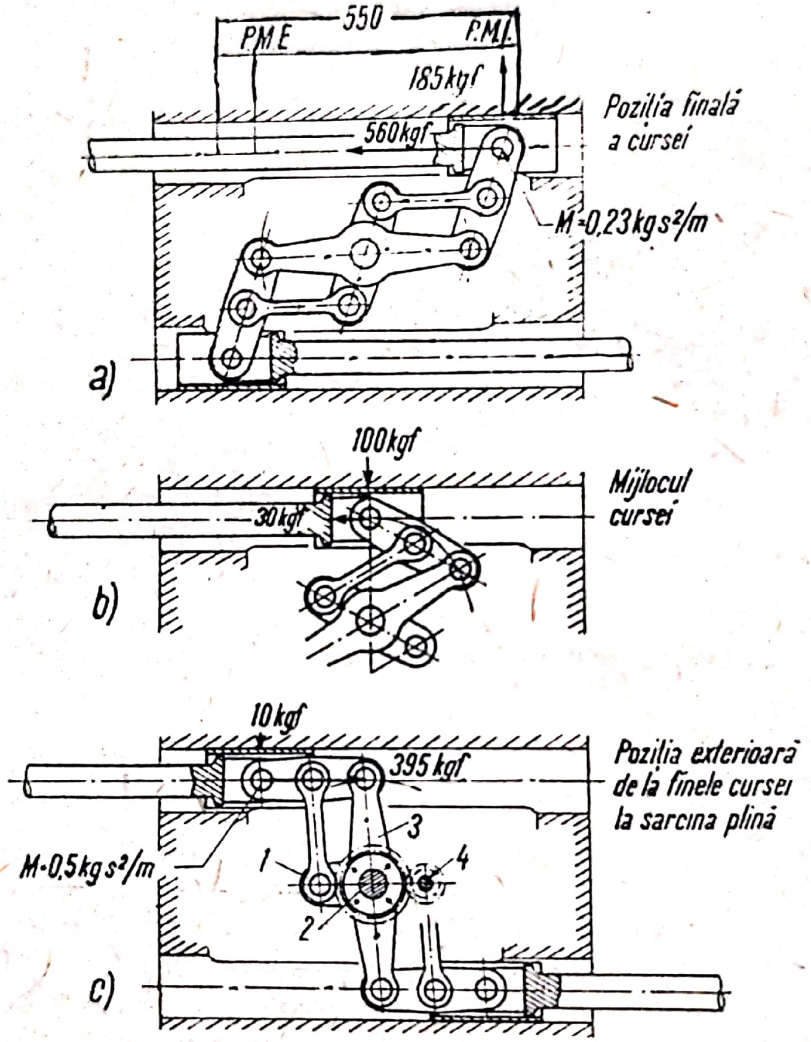


Fig. 94. Forțele de inerție în diferite poziții ale dispozitivului de sincronizare:

1, 2, 3, 4 — elementele mecanismului oscilant al dispozitivului de sincronizare.

tivului de sincronizare reduse în raport cu articulația glisierei pentru poziții corespunzătoare celor două puncte moarte. Fig. 94 arată forțele de inerție pentru diferite poziții (*a*, *b*, *c*) ale levierelor de sincronizare.

III. ORGANELE DE ADMISIUNE ȘI DE REFULARE A AERULUI

La studiul problemei curgerii aerului de baleiaj au fost descrise, printre altele, fenomenele legate de curgerea aerului prin supapele de refulare fără a se analiza caracteristicile acestor supape. În capitolul de față vor fi amintite în general condițiile pe care trebuie să le îndeplinească atît supapele de admisiune, cît și supapele de refulare folosite la mașinile termice cu pistoane libere, prezentînd totodată unele exemplificări.

Vitezele relativ mari ale pistoanelor libere (peste 9 m/s), respectiv frecvențele ridicate ale oscilațiilor pistoanelor libere care depășesc la unitățile mici 2 000 oscil./min, obligă să se dea cea mai mare atenție atît formelor, cît și dimensiunilor supapelor de admisiune și de refulare, în scopul de a menține gradul de umplere și căderile de presiune în limitele unor valori acceptabile.

La mașinile cu pistoane libere pot fi utilizate, atît pentru admisiunea cît și pentru refularea aerului din compresor, numai supape automate. Obișnuit se folosesc: supape inelare și supape disc, cum și supape cu membrane (lamele). Toate aceste supape au forme în bună parte cunoscute de la construcția motoarelor și a compresoarelor.

În fig. 95, *a* este reprezentată schematic o supapă inelară, iar în fig. 95, *b* — o supapă-disc. Supapele cu membrane (lamele) de oțel pot fi executate în mai multe variante. Astfel, fig. 96 arată schematic o supapă cu fixare centrală a membranelor de oțel, iar fig. 97 și fig. 98 — supape la care membranele de oțel sînt rezemate lateral, putînd oscila la mijloc. Fig. 99 reprezintă o supapă la care curgerea aerului are loc de-a lungul membranelor.

Scanned with OKEN Scanner

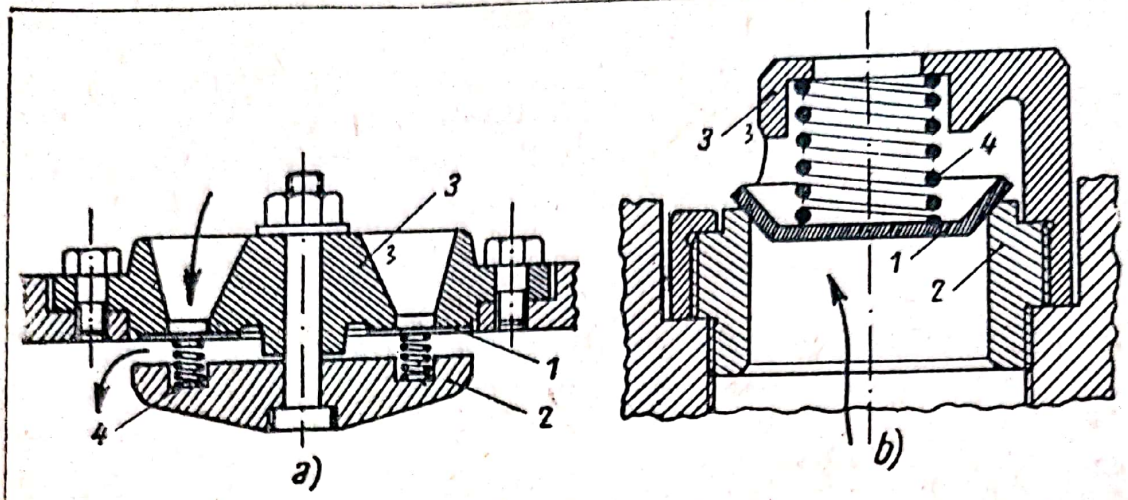


Fig. 95. Tipuri de supape:
a — supapă inelară; *b* — supapă disc.

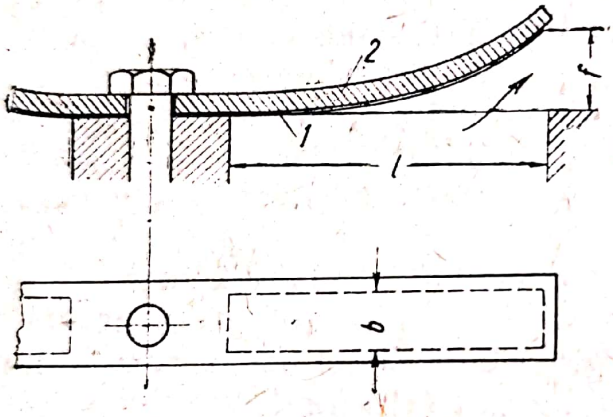


Fig. 96. Supape lamelare cu fixare centrală:
1 — lamelă; *2* — limitatorul mișcării lamelei.

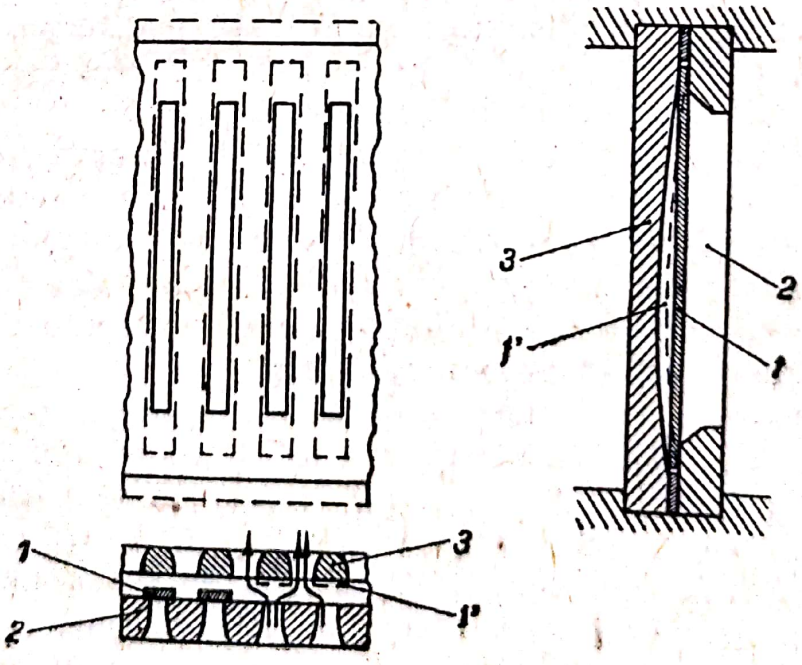


Fig. 97. Supapă cu rezemarea laterală a lamelelor.

La mașinile cu pistoane libere GS-34 mai vechi s-au utilizat, atît pentru aspirație cît și pentru refulare, supape inelare. La formele mai noi, în schimb, se utilizează pentru aspi-

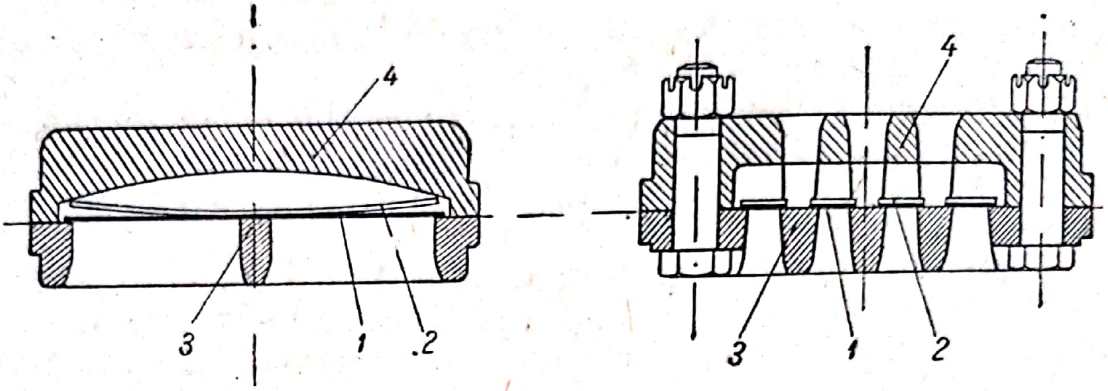


Fig. 98. Supapă cu suport elastic.

rație supape cu clapete de oțel. La mașinile cu pistoane libere B.L.H., atît supapele de aspirație cît și cele de refulare sînt de forma celor cu lamele (membrane) de oțel.

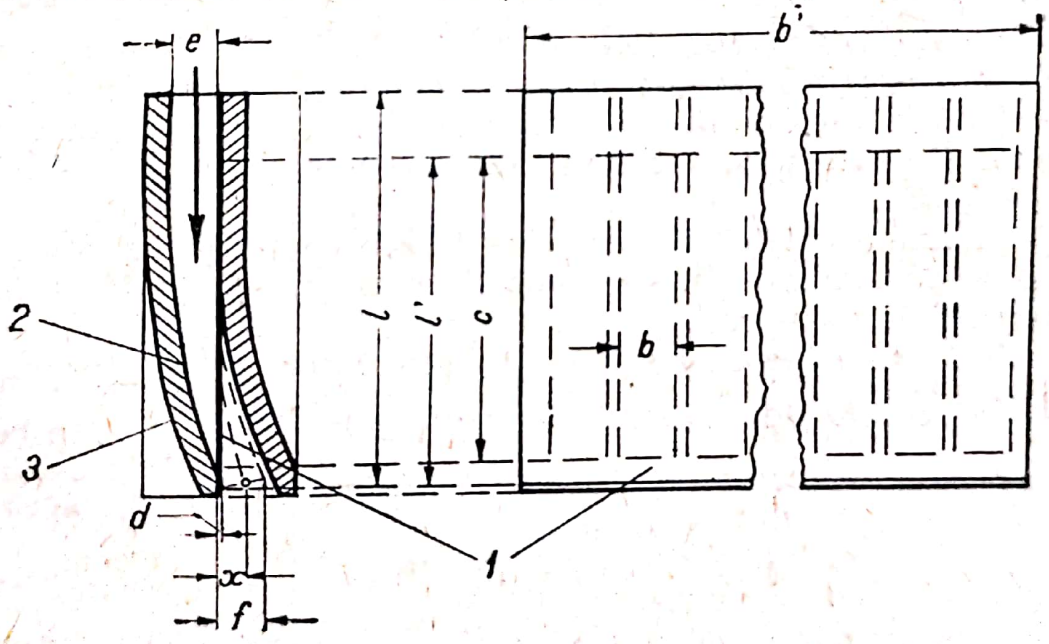


Fig. 99. Supapă cu curgerea aerului de-a lungul lamelelor.

Din exploatarea motoarelor în doi timpi, la care s-au utilizat supape cu lamele de oțel, fie pentru aspirația în carter, fie ca supape de reținere în conducta de supraalimentare, s-a putut constata că supapele cu lamele de oțel prezintă, față de supapele obișnuite inelare, următoarele avantaje:

a) pot fi confecționate mai ușor;

b) pot fi adaptate mai bine formei constructive a mașinii;

c) sînt mai avantajoase din punctul de vedere al rezistenței la curgere;

d) prezintă mase mai mici, ceea ce le face foarte indicate pentru frecvențe mai ridicate.

În adevăr, la motoarele de cursă în doi timpi cu supraalimentare care foloseau astfel de supape s-a putut constata că lamelele s-au comportat foarte bine la frecvențe corespunzătoare unor turații de 5 000 rot/min.

Clapetele au de obicei forma unor limbi, respectiv a unor fîșii din tablă de oțel special, călit, avînd suprafețele șlefuite cu grijă, fără rizuri, și uniforme în grosime. La presiunile mai joase ale gazelor de lucru (circa 3—4 ata), sînt indicate grosimi de tablă de 0,3—0,5 mm. Datorită elasticității acestor table relativ subțiri se mărește viața lamelelor, permițînd ca deschiderea supapei să aibă loc la cea mai mică depresiune — ceea ce e foarte important mai ales la supapele de admisiune.

Mersul calculelor este analog cu cel folosit la compresoarele obișnuite de aer. Viteza medie de curgere a aerului prin fantele supapelor de admisiune w_m nu trebuie să depășească 25—40 m/s, iar prin fantele supapelor de refulare 30—60 m/s.

La unele mașini cu pistoane libere se întîlnesc chiar viteze de 80—90 m/s, în supapele de aspirație, și de 100 m/s în supapele de refulare.

Secțiunile fantelor pot fi obținute într-o primă aproximație din ecuația de continuitate a curgerii $F = F_p \frac{w_{pm}}{w_m}$, în care:

F este secțiunea totală a fantelor supapelor;
F_p — secțiunea pistonului;
w_{pm} — viteza medie a pistonului;
w_m — viteza medie a aerului.

La supapele de aspirație se poate admite ca viteză medie a pistoanelor $w_{pm} = \frac{S_h n}{30}$, care variază la mașinile cu pistoane libere obișnuite între 8 și 10 m/s. Pentru supapele de refulare trebuie pusă în calcul viteza medie a pistoanelor care apare în timpul procesului de refulare. Această viteză rezultă din diagrama viteză-deplasare a pistoanelor libere, aplicînd o integrare grafică cu începerea refulării.

Scanned with OKEN Scanner

Pe baza fig. 100 se vor analiza condițiile de deschidere ale supapei cu lamele (membrane), reprezentate acolo.

La supapa de aspirație, mișcarea membranei începe atunci cînd este satisfăcută condiția:

$$p_a F_a > p_i F_i,$$

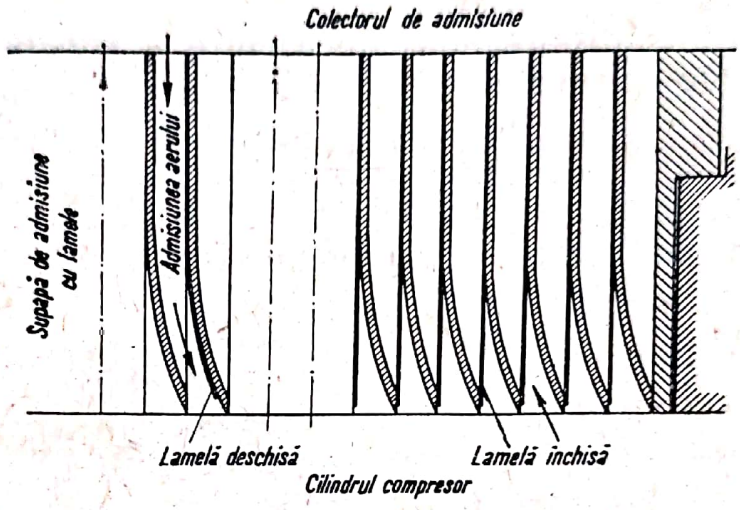


Fig. 100. Principiul supapelor lamelare.

în care:

p_a este presiunea din exteriorul supapei de aspirație;

p_i — presiunea din interiorul cilindrului compresor;

$F_a = z\,b\,c$ — suprafața lamelei pe care se exercită presiunea exterioară; cu z s-a notat numărul fantelor de curgere;

$F_i = b'\,l'$ — suprafața lamelei pe care se exercită presiunea interioară.

Concomitent cu începutul curgerii aerului, apar căderile de presiune necesare învingerii rezistențelor la curgere, învingerii presiunii de arcuire a supapei și accelerării maselor lamelelor de supapă.

Componenta hidraulică a pierderilor de presiune, corespunzătoare rezistențelor locale la curgerea prin supapă, rezultă din formula:

$$\Delta p_h = \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} \qquad (299)$$

în care ζ reprezintă coeficientul de rezistență, putînd fi ales din tabele cunoscute sau calculat după formulele hidraulicii, ținîndu-se seamă de forma supapei, de raportul dintre secțiunile libere de curgere și secțiunea totală, cum și de secțiunile din amonte și aval ale supapei. Valoarea coeficientului de rezistență ζ variază între 2 și 7, după forma și dimensiunile supapelor.

Învingerii contrapresiunii de arcuire a supapei îi corespunde o cădere de presiune:

$$\Delta p_{arc} = \frac{k\,(x + x_0)}{F_a}, \tag{300}$$

care rezultă din forța contrapresiunii de arcuire a supapei

$$P_{arc} = k\ (x + x_0),$$

în care:

k este rigiditatea arcului supapei;
x — strîngerea (deplasarea) arcului;
x_0 — pretensionarea arcului.

La supapele cu lamele (fig. 100), căderea de presiune datorită contrapresiunii de arcuire se deduce din relația:

$$\Delta p_{arc} = \frac{8\,EJ}{b\,l^4}\,f, \tag{301}$$

în care:

E este modulul de elasticitate al oțelului lamelei;
$j = \frac{1}{12}\,bd^3$ — momentul de inerție al secțiunii lamelei;
b — lățimea lamelei;
d — grosimea lamelei;
f — săgeata maximă a lamelei (deplasarea capătului membranei).

Forța necesară accelerației supapei P_{as} rezultă din:

$$P_{as} = m\,\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}\tau^2},$$

din care rezultă căderea presiunii:

$$\Delta p_{as} = \frac{1}{F_a}\,m\,\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}\tau^2}. \tag{302}$$

Scanned with OKEN Scanner

La supapele cu lamele, cu curgerea aerului de-a lungul acestor lamele, precum și la acelea cu fixare centrală (capete libere), masa m, corespunzătoare unității de lungime [cm] a lamelei, se admite concentrată la capetele lamelei.

Accelerația supapelor de aspirație, mai ales a celor cu disc, poate fi calculată din relația:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = -f\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2, \tag{303}$$

în care:

f este cursa maximă a supapei;

n — frecvența pe minut a supapei.

Supapele de refulare se deschid de-abia spre mijlocul cursei pistonului (începutul refulării); această deschidere are însă loc în mod brusc, după care supapa revine mai lent pe scaunul ei. Accelerațiile acestor supape sînt astfel mult mai mari decît la supapele de aspirație; la fel și căderile corespunzătoare de presiune.

În acest caz, accelerația poate fi calculată din:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = \frac{2f}{\tau^2},$$

unde τ este timpul necesar închiderii.

Căderea totală de presiune va fi astfel:

$$\Delta p_{max} = \Delta p_h + \Delta p_{arc} + \Delta p_{as}\ . \tag{304}$$

În fig. 101 este reprezentată o diagramă a ciclului din cilindrul compresor, cu respectarea în mod special a căderilor de presiune din supape. După cum se vede, căderile de presiune din supapele de aspirație sînt mult mai joase decît în cele de refulare. Căderile de presiune corespunzătoare accelerării clapetelor de supapă apar numai la început, astfel încît se poate calcula cu o valoare medie p_0 în timpul aspirației, respectiv în timpul refulării.

În cazul supapelor cu lamele, solicitarea la încovoiere a lamelelor de oțel nu trebuie să depășească valorile admisibile de 2 000—2 500 kgf/cm^2. Se recomandă astfel, în cazul fixării centrale a limbilor de oțel (fig. 96), ca săgeata f să nu depășească valoarea rezultată din formula

$$\frac{f}{l^2} = 0{,}015, \tag{305}$$

în care f și l vor fi exprimate în cm.

Se va căuta ca, prin forma deschiderilor de supapă, să fie respectată pe cît posibil menținerea vitezei circuitului de aer, atît la trecerea prin aceste deschideri, cît și dedesubtul membranelor.

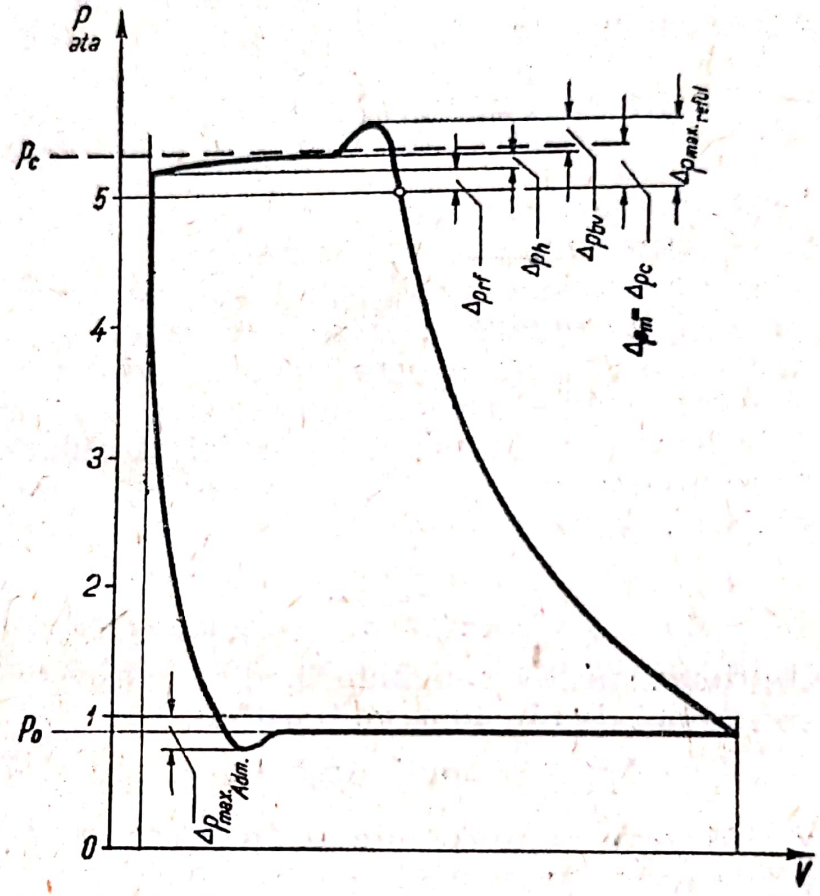


Fig. 101. Diagrama ciclului din cilindrul compresor cu indicarea căderilor de presiune.

Se recomandă ca îndoirea lamelelor în timpul deschiderii să aibă loc după o parabolă, în care caz este valabilă relația:

$$lb = \frac{2}{3} lf + bf,$$

respectiv:

$$f = \frac{lb}{\frac{2}{3} l + b}, \qquad (306)$$

din care rezultă încovoierea admisibilă a membranei, respectiv deschiderea.

Afară de aceasta, trebuie observat ca viteza medie a aerului dedesubtul lamelelor de oțel, calculată cu ecuația de continuitate, cu admiterea unei viteze medie a pistonului, să nu depășească valorile 12—15 m/s.

Pentru evitarea unei ruperi pretimpurii a membranei de oțel, respectiv pentru a regla procesul de deschidere, se fixează în spatele lamelelor așa-numite benzi de limitare a cursei, care, îndoite cu atenție în formă de parabolă, servesc ca reazem lamelelor, atunci cînd supapa se deschide. Bineînțeles că va trebui respectată săgeata admisibilă *f*. Benzile de limitare a cursei, construite din tablă de cîțiva milimetri grosime, trebuie să depășească lamelele de oțel în lățime și lungime cu cîteva zecimi de milimetru.

În poziția închisă a supapei, lamelele cu oțel stau aplicate pe plăci de bază plane și bine șlefuite. Canalele din aceste plăci, prin care curge aerul, sînt de obicei depășite cu cîțiva milimetri (2—3 mm) de lamelele de oțel. În această stare închisă, lamelele supapelor de aspirație sînt supuse unei solicitări, care provine de la diferența de presiune dintre presiunea maximă de compresiune și presiunea atmosferică, adică $p_c - p_0$. În timpul perioadei de aspirație, supapele de refulare închise se găsesc sub influența diferenței de presiune $p_s - p_0'$, unde p_0' este presiunea de aspirație în cilindrul compresor (ceva sub presiunea exterioară), iar p_s, după cum se știe, presiunea din colectorul de baleiaj. Aceste diferențe de presiune sînt aproximativ de același ordin de mărime și depind de regimul de funcționare a mașinii cu pistoane libere. Pentru a evita deformări elastice prea mari a lamelelor prin aceste diferențe de presiune, provocînd o aplicare neuniformă a lamelelor și neetanșeități, este avantajos a întrerupe canalele lunguiețe din placă de bază prin diguri de sprijin, sau executarea trecerilor în formă de grupări de canale cu secțiune circulară. Aceste măsuri permit utilizarea lamelelor de oțel relativ subțiri, la diferențe mari de presiune.

La mașinile termice cu pistoane libere B.L.H. se folosesc lamele de oțel cu scurgere centrală și sprijin lateral al lamelelor. Acest sprijin lateral permite o alunecare relativă a capetelor de lamele, în scopul îndoirii porțiunii centrale (fig. 102). Grosimea lamelelor de aspirație este de 0,5 mm, iar cea a lamelelor de refulare, de 0,64 mm. Trebuie avut în vedere că, la această mașină, diferențele de presiune ating la sarcină

plină valoarea de 6 kgf/cm^2. Forma și dispoziția lamelelor și a canalelor de trecere, cum și forma plăcii de bază și a elementelor de limitare a cursei, rezultă din fig. 102. La o mașină se folosesc 213 lamele de aspirație și 262 lamele de refulare. Secțiunea de trecere corespunzătoare unei lamele are dimensiunile 60,5×3,2 mm.

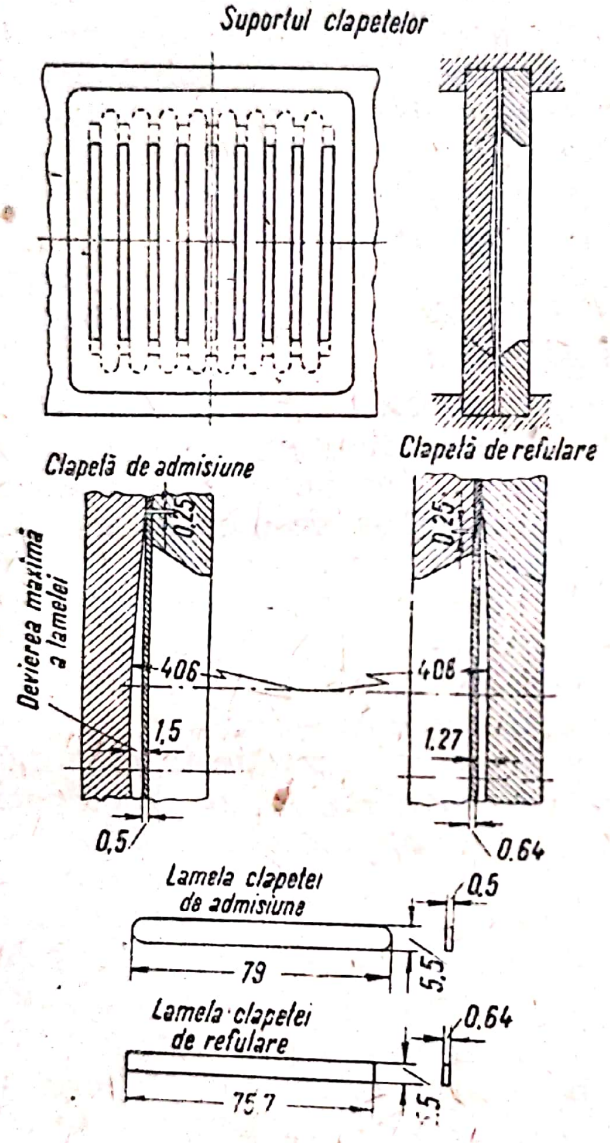


Fig. 102. Forma și dispoziția unor supape — clapete cu lamele.

Conform încercărilor uzinelor B.L.H. și Alan-Muntz, s-a putut determina că lamelele de oțel special s-au menținut în perfectă stare după o durată de funcționare de mai multe mii de ore. La folosirea unor lamele din „Inconel X", în aparataj special de încercare, s-a putut constata o rupere a lamelelor de-abia după 118 milioane de oscilații.

Pentru îmbunătățirea gradului de umplere a cilindrului compresor, supapele de aspirație trebuie dispuse astfel, încît secțiunea lor de trecere să fie maxim posibilă și ca în același timp spațiul vătămător al cilindrului compresor să nu aibă valori prea mari.

Și mai important este a se obține secțiuni mari de trecere la supapele de refulare, pentru a menține în timpul cursei de refulare căderile de presiune cît se poate de mici.

Scanned with OKEN Scanner

IV. SISTEMUL DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL

1. Generalităţi

La începutul lucrării, dînd definiţia maşinilor termice cu pistoane libere, s-a menţionat că elementul motor funcţionează după ciclul Diesel în doi timpi. La această afirmaţie trebuie să se adauge însă că, la maşinile cu pistoane libere, prepararea amestecului se poate face principial şi în exteriorul cilindrului, în dispozitive de carburaţie (cînd se folosesc combustibili lichizi) sau în camere de amestec (cînd se folosesc combustibili gazoşi). De asemenea, aprinderea combustibilului s-ar putea produce şi prin aprinderea amestecului de aer şi combustibil printr-o sursă străină (bujie cu scînteie de înaltă sau de joasă tensiune. bujie de incandescenţă sau alte puncte incandescente), indiferent dacă amestecul carburant a ajuns în cilindru în stare preparată sau s-a produs abia în cilindru, datorită pulverizării mecanice sau pneumatice a combustibilului. Trebuie menţionat că la unităţile mai mici de maşini termice cu pistoane libere s-ar putea utiliza şi autoaprinderea în întreaga masă a unui amestec preparat (autoaprindere detonantă), întrucît, din lipsa ambielajelor, arderea mai dură ar putea fi mai uşor suportată decît la motoarele obişnuite, evident în măsura asigurării suprasolicitărilor termice şi a măririi rezistenţei segmenţilor (segmenţi de oţel).

Diferitele uzine constructoare de maşini termice cu pistoane libere au folosit, la încercările lor, şi aprinderea prin scînteie. Utilizarea combustibilului gazos la maşinile termice cu pistoane libere este absolut aplicabilă, ele putînd funcţiona pe principiul Diesel-gaz.

În mod obişnuit, însă, elementul motor al maşinilor termice cu pistoane libere — în special la unităţile mari — func-

ționează după principiul autoaprinderii și al arderii progresive a ciclului Diesel în doi timpi.

La mașinile termice cu pistoane libere, injecția mecanică a combustibilului constituie o problemă greu de rezolvat, deoarece, o dată cu pistoanele libere, toate organele comandate de acestea își încetinesc și ele mișcarea în apropierea punctelor moarte, oprindu-se complet cînd ajung în aceste puncte. O acționare directă a sistemului de injecție de către aceste organe, pentru a obține injecția combustibilului în imediata apropiere a punctului mort interior, nu va putea da, în general, rezultate satisfăcătoare. Dacă se analizează diagrama vitezelor pistoanelor libere, se poate constata că vitezele descresc destul de brusc în apropierea punctelor moarte. Din această cauză s-ar putea crede că ar fi posibil să se obțină o injecție de o calitate oarecum acceptabilă, prin acționarea directă a sistemului de injecție de către elemente ale echipajului mobil, dacă s-ar alege un avans mare și o durată relativ scurtă a injecției. Faptul că la mașinile termice cu pistoane libere injecția cantității relativ mari de combustibil nu poate fi încheiată însă într-un timp prea scurt, tendința modernă constînd într-o prelungire a injecției în perioada de destindere a ciclului — în vederea limitării presiunii maxime a ciclului —, justifică afirmația anterioară că acționarea directă a sistemului de injecție nu e corespunzătoare.

Rămîne deci disponibilă numai calea acționării indirecte, a sistemului de injecție, care poate fi realizată în două feluri: prin folosirea unor sisteme de injecție cu acumulare sau prin folosirea unor sisteme autopneumatice.

2. Clasificarea și descrierea sistemelor de injecție folosite la mașini termice cu pistoane libere

a) *Sisteme de injecție cu acumulare*

Sistemele de injecție cu acumulare sînt cunoscute de la motoarele cu autoaprindere obișnuite, la care sînt folosite în unele cazuri. Formele utilizate la mașinile cu pistoane libere, ținînd seamă de specificul acestor mașini, diferă în oarecare măsură de formele clasice.

Caracteristica principală a oricărui sistem de injecție prin acumulare constă în acumularea sub presiune a unei cantități de combustibil dozate în prealabil și în declanșarea

injecției în momentul potrivit, fără ca pentru aceasta să fie necesară o mișcare deosebită a unui dispozitiv de acționare a injecției.

La mașinile cu pistoane libere de tipul „spre interior" SIGMA GS-34, de construcție mai veche, s-au folosit două, respectiv trei pompe de combustibil cu acumulare pneumatică; acestea repartizau cantitatea mare de combustibil (de 3—4 ori mai mare decît la motoarele obișnuite) la 6 injectoare. Una dintre aceste pompe alimenta cu combustibil cele două injectoare montate în două antecamere în care se injectau circa 10% din cantitatea totală de combustibil. Celelalte pompe serveau la alimentarea celor patru injectoare, montate direct în camera de ardere, a căror injecție începea cu circa 1/200 s înaintea punctului mort interior și dura aproape 1/100 s. Înainte de a se termina injecția directă începea și injectarea combustibilului în cele două antecamere dispuse diametral opus, iar jetul de gaze arse care scăpa din aceste antecamere provoca o turbionare și o pulverizare suplimentară a combustibilului introdus prin injectoarele directe. Fig. 103 reprezintă diagrama ridicării acului de injector pentru injectoarele directe (*a*) și pentru cele ale antecamerelor (*b*).

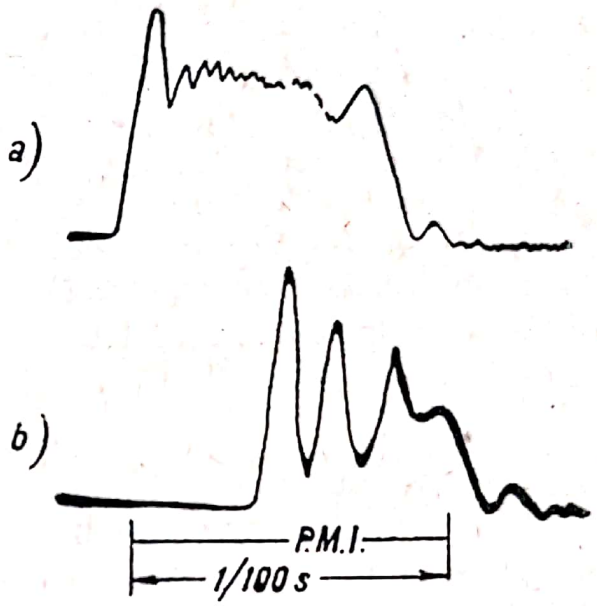


Fig. 103. Diagrama ridicării acului de injector la sistemul de injecție al unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior" de formă veche.

La construcțiile mai noi, o singură pompă refulează combustibilul pentru cele șase injectoare. La aceste injectoare, repartiția cantitativă a combustibilului se realizează prin diferențele dintre secțiunile de trecere ale injectoarelor. Decalajul în timp dintre injecția directă și cea din antecameră se obține cu ajutorul unui dispozitiv defazor montat în conducta dinspre antecameră. Acest dispozitiv se compune dintr-un cilindru de oțel prevăzut cu un filet în exterior și acoperit apoi cu un manșon. Conducta de combustibil se racordează la ambele capete ale acestui dispozitiv scurt, care, din

punctul de vedere al decalajului, este echivalent cu o conductă de cîțiva metri. În fig. 104 sînt reprezentate trei diagrame ale ridicării acului de injector cu diferite valori ale decalajului între injectoarele directe (*d*) și cele din antecameră (*a*), la tipul nou. Cea mai bună ardere corespunde decalajului din diagrama *b*, la care injecția în antecameră începe spre sfîrșitul injecției directe.

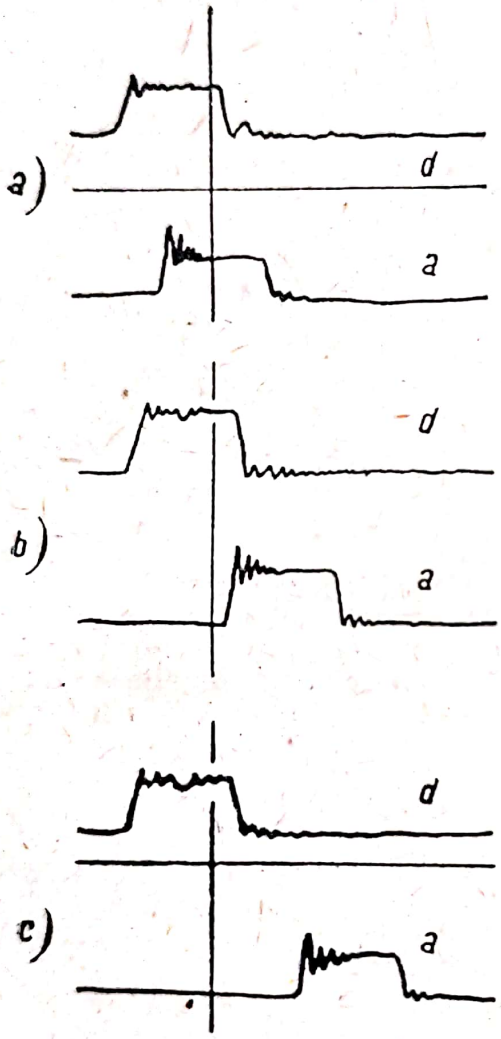


Fig. 104. Diagrame ale ridicării acului de injector la sistemul de injecție al unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior" de formă mai nouă.

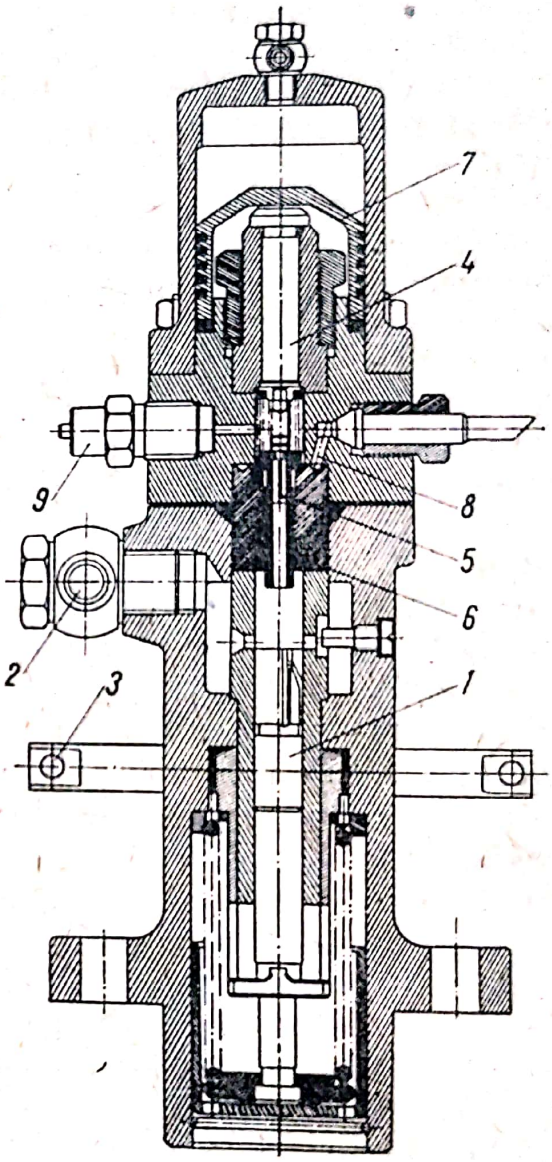


Fig. 105. Pompa de injecție cu acumulare pneumatică a unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre interior".

Avantajul funcționării cu o singură pompă de combustibil constă în repartizarea absolut sigură, atît cantitativ cît și în timp, a combustibilului la cele șase injectoare, ceea ce s-ar putea obține, la mai multe pompe, numai printr-o ajustare precisă a reglajului și a acționării pompelor.

Recent, la mașinile cu pistoane libere SIGMA, s-a trecut la repartizarea combustibilului la 6 injectoare cu injecție directă, pentru mărirea siguranței în exploatare.

În fig. 105 este reprezentată o pompă de injecție cu acumulare, folosită la mașinile de tipul „spre interior" SIGMA GS-34. Pistonul pompei *1*, acționat de arborele ambielajului de sincronizare, asigură dozajul combustibilului aspirat prin conducta *2*. Reglajul cantității de combustibil se realizează în mod obișnuit prin pistonul prevăzut cu o muchie oblică (elicoidală), a cărui rotire se obține prin intermediul cremalierei *3*. Combustibilul este refulat sub pistonul de acumulare *4*, fiind împins de pistonul *1* printr-o supapă mică *5*, dispusă în corpul unei supape mai mari. *6*. Un piston *7*, încărcat cu presiunea aerului comprimat, împinge pistonul de acumulare în jos. Presiunea de injecție este determinată de presiunea aerului comprimat deasupra pistonului de acumulare. Puțin înaintea punctului mort, pistonul pompei *1* ridică supapa *6*, ținută de un arc, deschizînd astfel trecerea spre conductele de injecție *8*. O supapă de siguranță *9* împiedică apariția unor presiuni prea înalte ale combustibilului.

O altă pompă de injecție cu acumulare, de data aceasta cu presiunea hidraulică, folosită la tipul „spre exterior" B.LH., este reprezentată în fig. 106. La această pompă, pistonul *1* este acționat de o camă prinsă de pinionul mecanismului de sincronizare. Prin răsucirea acestui piston cu ajutorul cremalierei *13* se obține dozarea cantității de combustibil. În timpul deplasării spre dreapta, combustibilul este împins prin canalul *9* și acționează asupra diametrului mare al pistonului diferențial *2*, presîndu-l pe scaunul său și închizînd canalul *3*. Prin mișcarea pistonului *1*, combustibilul este împins mai departe, prin clapeta de control *5*, în spațiul *6*, de sub pistonul *7*. Pe capătul opus pistonului *7* acționează presiunea combustibilului din acumulatorul hidraulic *8*. Valoarea presiunii necesare din acumulatorul *8* se menține constantă cu ajutorul unei mici pompe. Această presiune din acumulator determină presiunea de injecție a combustibilului. Prin deplasarea pisto-

nului *1*, combustibilul introdus în spațiul *6* mută pistonul *7* în direcția acumulatorului *8*. Spațiul mărit *6* cuprinde astfel combustibilul dizlocat din conducta *9*.

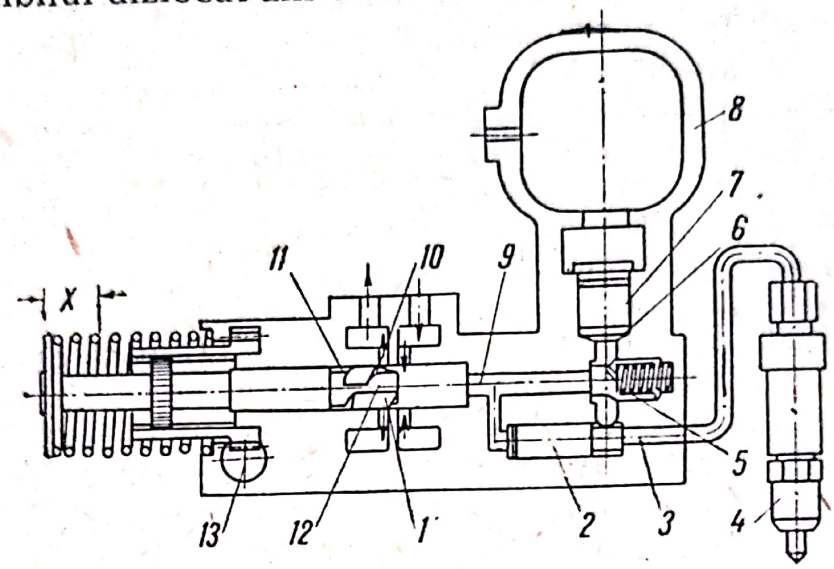


Fig. 106. Pompa de injecție cu acumulare hidraulică a unei mașini cu pistoane libere de tipul „spre exterior".

În momentul în care muchia oblică a pistonului *1* descoperă orificiul de scăpare *10*, combustibilul care se găsește sub presiune deasupra pistonului *1* scapă prin acest orificiu. Presiunea din canalul *9* scăzînd, permite pistonului diferențial *2* să se deplaseze spre stînga și să deschidă trecerea spre canalul *3*. În același timp, clapeta diferențială *5* stabilește legătura dintre spațiul *6* și canalul *3*, iar pistonul *7*, asupra căruia se exercită presiunea lichidului din acumulatorul *8*, se deplasează în jos, dizlocînd o cantitate corespunzătoare de combustibil din spațiul *6*, pe care îl refulează, prin canalul *3* și injectorul *4*, în camera de ardere a motorului.

Așadar, din momentul deschiderii orificiului de scăpare *10*, de către muchia oblică a pistonului *1*, începe injecția combustibilului. Cînd pistonul *7*, ajuns la capăt, își încetează mersul, încetează și injecția combustibilului. Drumul acestui piston, respectiv cantitatea de combustibil injectată în motor, depind de cantitatea de combustibil introdusă în spațiul *6* în timpul primei părți a deplasării pistonului *1* spre dreapta (cursa de încărcare). Cum s-a mai spus, prin răsucirea pistonului acționînd cremaliera *13* pot fi variate atît cantitatea de combustibil introdusă în spațiul *6*, cît și momentul începerii injecției.

Scanned with OKEN Scanner

Dezavantajul acestui sistem de injecție, de altfel relativ simplu, constă în faptul că momentul începerii injecției și cantitatea de combustibil injectată reprezintă două valori legate între ele. Astfel, fiecărei cantități de combustibil injectate în cilindrul motor îi corespunde un anumit moment (invariabil) de început de injecție. Evident, muchiile elicoidale *11* și *12* sînt construite astfel, încît conjugarea valorilor — cantitatea de combustibil și momentul de injecție — să fie optimă. Prin reglarea camei care acționează asupra pistonului *1* poate fi obținută, într-o anumită măsură, o variație a momentului începutului de injecție.

Față de aceste două sisteme de injecție cu acumulare (pneumatic și hidraulic), pare foarte avantajoasă utilizarea unui sistem de injecție cu acumulare mecanic (cu arc).

La acest sistem de injecție, reprezentat schematic în fig. 107, se folosește un piston *1*, menținut în contact cu piesa de acționare de pe dispozitivul de sincronizare, prin arcul *2*. Acest piston are, pe lîngă un canal central axial, mai multe canale radiale care comunică cu cel axial. Deasupra pistonului de pompă *1* se deplasează, în același alezaj al cilindrului *7*, pistonul de acumulare *4*, apăsat de un arc puternic de acumulare *6*. Combustibilul intră prin conducta *8* în spațiul *9* și este aspirat în perioada de admisiune, prin canalul *10*, în spațiul *11* al cilindrului pompei, spațiu care se creează cînd pistonul *1* se găsește în poziția sa inferioară. În același timp, spațiul clopotului *5* se umple din nou, prin canalul *13*, cu cantitatea de combustibil

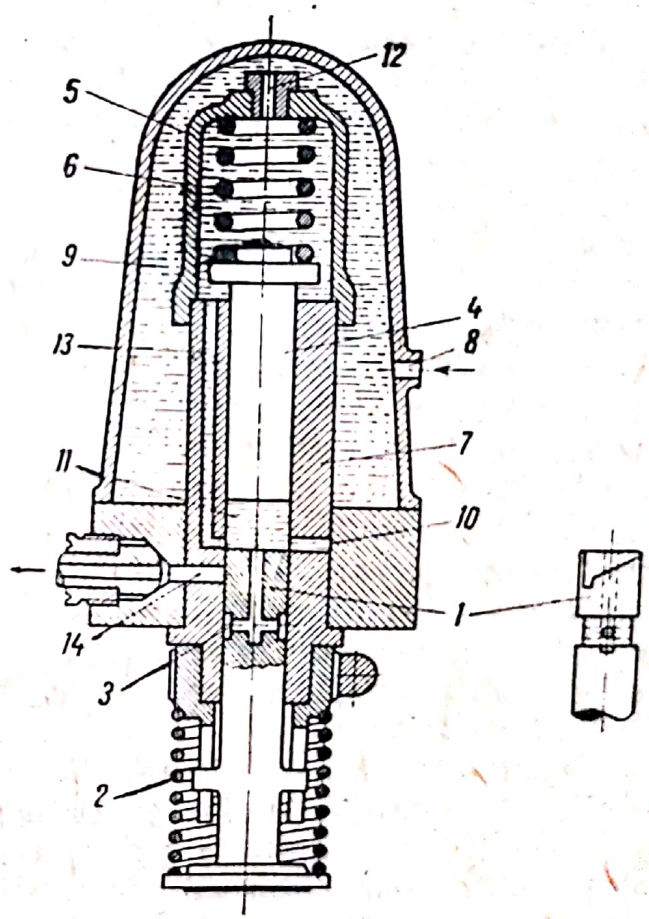


Fig. 107. Pompa de injecție cu acumulare mecanică.

care a scăpat, în timpul perioadei de acumulare, prin orificiul de reducere a presiunii *12*.

În mișcarea sa ascendentă, pistonul *1* refulează surplusul de combustibil, prin canalul *10*, în spațiul de rezervă *9*. După acoperirea de către piston a canalelor *10* și *13*, combustibilul din spațiul *11* este prins între pistonul *1* și cel de acumulare *4* și, în continuarea mișcării pistonului *1*, presiunea acestuia se transmite, prin intermediul combustibilului, la pistonul *4*, ridicîndu-l și comprimînd prin aceasta atît arcul *6*, cît și combustibilul din clopotul *5*. În felul acesta, combustibilul din spațiul *11*, prins între cele două pistoane, este supus unei presiuni care crește pe măsură ce pistonul *1* își continuă mișcarea ascendentă. Valoarea maximă a presiunii combustibilului (presiunea de injecție) este atinsă în momentul în care canalul *3*, ajungînd în dreptul canalului *14*, permite descărcarea spațiului *11*, respectiv refularea combustibilului din acesta spre injector. Injecția se desfășoară acum sub presiunea arcului *6* și a combustibilului din spațiul clopotului *5*. Injecția se termină cînd pistonul de acumulare *4*, în cursa sa descendentă, vine în contact cu pistonul *1*. Bineînțeles că pistonul de acumulare nu poate coborî mai mult decît îi permite gulerul său de sus. Prin coborîrea pistonului *1*, procesul de lucru al pompei se repetă.

La acest sistem, acumularea combustibilului și punerea sa sub presiune (armarea sistemului) se desfășoară automat, ca o simplă consecință a deplasării pistonului *1*. În aceasta constă simplitatea sistemului, care are mare asemănare cu cel utilizat la unitățile de tipul „spre interior". Și aici dozarea, respectiv variația cantității de combustibil acumulate, se realizează prin intermediul muchiei oblice a pistonului, care face ca procesul de acumulare să înceapă mai devreme sau mai tîrziu, acumulîndu-se o cantitate mai mare sau mai mică de combustibil.

Momentul începerii injecției este însă de fiecare dată același. El poate fi variat în anumite limite, ca și la sistemul precedent, prin reglarea piesei de acționare situate pe dispozitivul de sincronizare. Sfîrșitul injecției este variabil și depinde de cantitatea de combustibil acumulată.

După cum s-a menționat, presiunea de injecție provine de la presiunea arcului spiral și de la perna de lichid din spațiul clopotului *5*. Pe cînd presiunea arcului spiral este constantă, cea a pernei de lichid crește cu frecvența mișcării

Scanned with OKEN Scanner

pistonului, deoarece descărcarea spațiului clopotului 5 prin curgerea lichidului prin orificiul *12* este frînată de creșterea frecvenței. În felul acesta se obține creșterea presiunii de injecție la frecvențe mai mari. Avînd în vedere însă că la mașinile termice cu pistoane libere gama de variație a frecvenței pistonului este relativ redusă, se poate renunța la aportul pernei de lichid, lăsînd pistonul de acumulare să acționeze numai sub efectul arcului spiral, ceea ce permite o simplificare constructivă și funcțională.

Dacă se analizează mai profund funcționarea mașinilor termice cu pistoane libere, din punctele de vedere cinematic și termodinamic la diferite regimuri, se constată că nici sistemele de injecție cu acumulare nu reprezintă forma cea mai indicată pentru mașinile cu pistoane libere.

În adevăr, una dintre caracteristicile funcționale ale mașinilor termice cu pistoane libere este lipsa curselor constante ale echipamentului mobil. Într-o funcționare în care se respectă, pentru motive termotehnice, valori aproape constante ale presiunii de la sfîrșitul cursei de compresiune și care prin mărimea lor îndeplinesc totodată condițiile unei aprinderi a combustibilului cu mici întîrzieri, volumul camerei de compresiune crește cînd crește și presiunea aerului de alimentare a cilindrului motor, și invers. Această deplasare a punctelor moarte (variație a cursei) poate influența buna desfășurare a injecției chiar la sistemele cu acumulare.

Din aceste constatări ar rezulta că forma ideală a unui sistem de injecție pentru mașinile termice cu pistoane libere ar fi formă complet insensibilă la urmările inconstanței punctelor moarte, la care deci declanșarea fenomenului de injecție să nu cadă în seama elementului deplasare, ci a unui alt element, menținut întrucîtva constant sau în directă legătură cu condițiile unei aprinderi bune a combustibilului.

Elementul care satisface prin excelență aceste condiții este presiunea de la sfîrșitul cursei de compresiune. Cînd prin deplasarea pistoanelor libere în timpul cursei de compresiune se depășește o anumită valoare a presiunii aerului, care să garanteze aprinderea combustibilului, acea presiune va trebui să declanșeze automat fenomenul de injecție, indiferent de poziția pistoanelor libere.

O astfel de injecție, ideală pentru mașinile termice cu pistoane libere, cu declanșare automată datorită presiunii aerului comprimat din camera de ardere, poate fi realizată

Scanned with OKEN Scanner

în mai multe feluri, după frecvența, mărimea și scopul mașinii, cum și după felul combustibilului folosit. Sistemele corespunzătoare de injecție automate vor putea fi divizate în sisteme cu insuflație autopneumatică și sisteme cu acționare autopneumatică.

b) *Sisteme de injecție cu insuflație autopneumatică*

Unul dintre cele mai simple sisteme de injecție este sistemul de injecție autopneumatic, respectiv de insuflație autopneumatică a combustibilului, dezvoltat și încercat încă în preajma celui de-al doilea război mondial, fiind destinat motoarelor cu autoaprindere de puteri mai mici. Dat fiind interesul mare pe care l-ar putea prezenta acest sistem de injecție pentru motoarele cu autoaprindere de putere mică și mijlocie, el a fost descris amănunțit, însoțit totodată de o explicație științifică (revista „Metalurgia și Construcția de Mașini", nr. 8/1956).

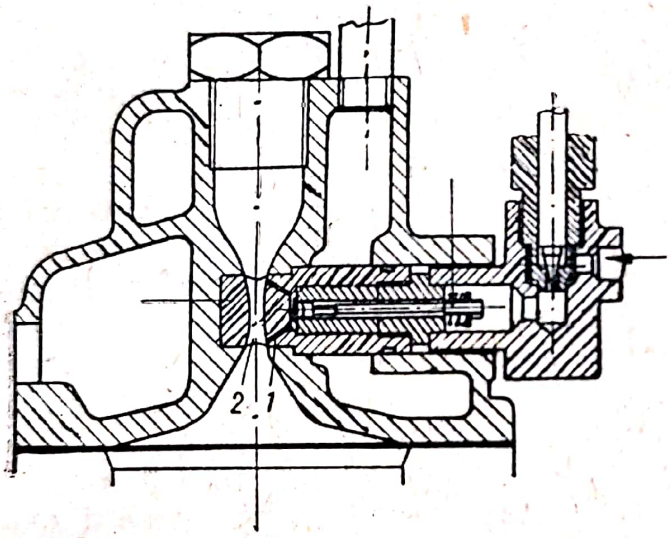


Fig. 108. Sistem de injecție cu insuflație autopneumatică.

Deoarece acest sistem folosește o cameră anexă de ardere, el prezintă caracteristicile procedeelor de ardere cu camere divizate — consum puțin mai mare de combustibil și pornire mai dificilă. Din aceste cauze, pentru ușurarea pornirii, unitățile mici de mașini cu pistoane libere trebuie să utilizeze neapărat bujii auxiliare de incandescență. Pentru unitățile mai mari de mașini termice cu pistoane libere, sistemul de injecție autopneumatic amintit nu pare recomandabil, din cauza consumului mai mare de combustibil.

Una dintre formele sub care a fost încercat acest sistem înainte de anul 1940 este reprezentată în fig. 108. În fig. 109 sînt redate principiile de funcționare ale sistemului. Combustibilul este introdus în canalele *1*, fie prin efectul de aspirație în timpul cursei de admisiune (la motoarele în patru timpi),

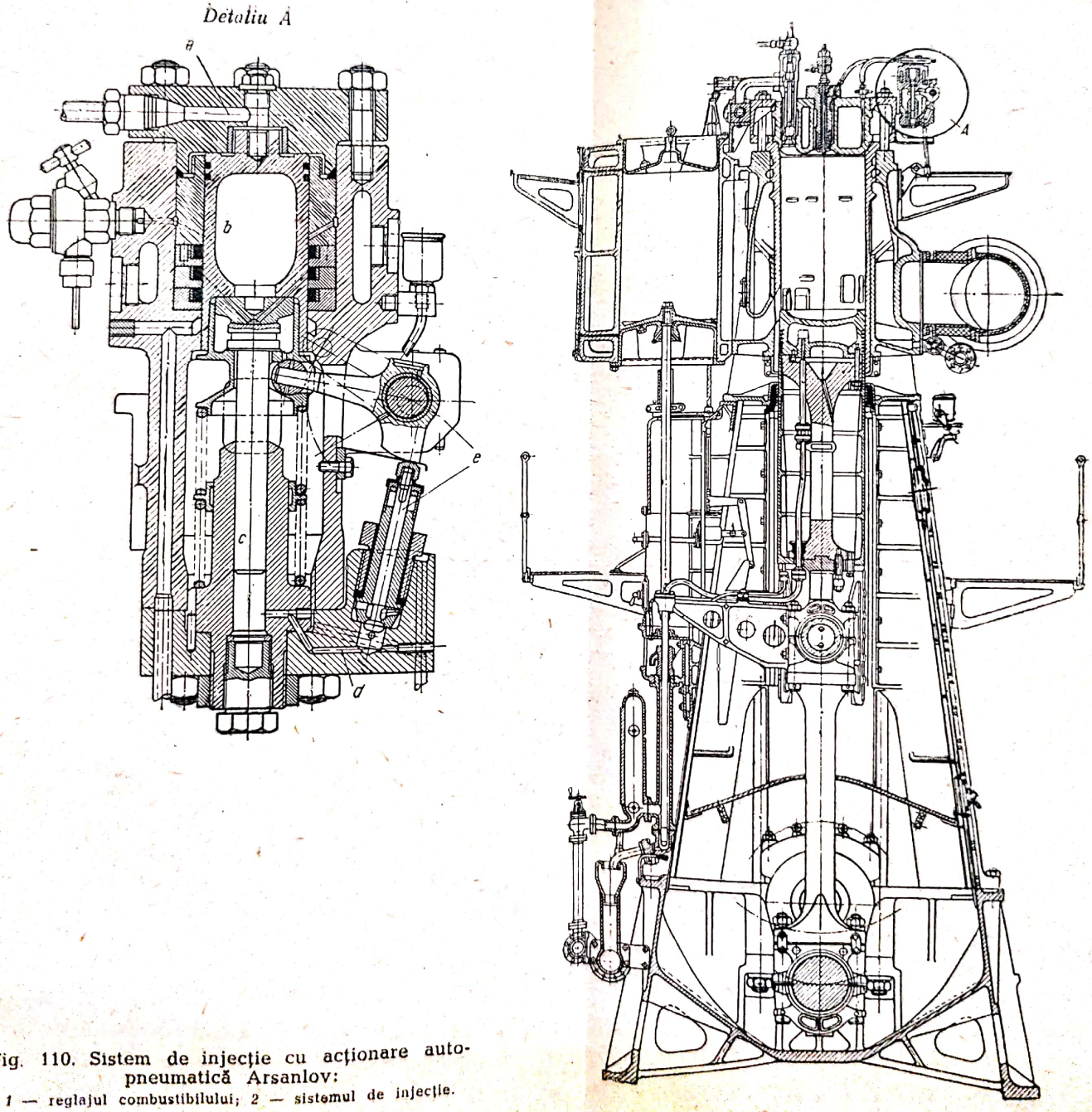


Fig. 110. Sistem de injecție cu acționare autopneumatică Arsanlov:
1 — reglajul combustibilului; 2 — sistemul de injecție.

Scanned with OKEN Scanner

fie, mai bine, printr-o mică suprapresiune exercitată asupra combustibilului în cazul ciclului în doi timpi (după care funcționează mașinile termice cu pistoane libere). În timpul cursei de compresiune se produce o diferență de presiune între ci-

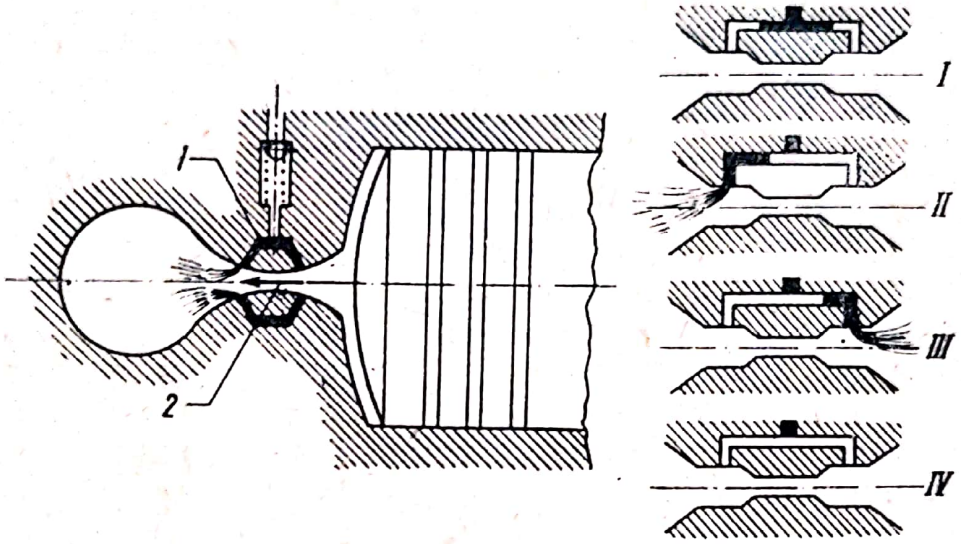


Fig. 109. Principiul insuflației autopneumatice a combustibilului:
I, II, III, IV — diferite faze ale insuflației combustibilului.

lindru și camera anexă, din cauza canalului îngust de legătură *2* dintre aceste două spații. Datorită acestei diferențe de presiune, o parte din combustibilul introdus în canalele *1* este insuflat în camera anexă, fiind pulverizat de curentul de aer. Aprinderea și arderea parțială a acestei cantități de combustibil au ca urmare ridicarea bruscă a presiunii din camera anexă și insuflarea, cum și pulverizarea restului de combustibil din canalele *1* spre camera de ardere propriu-zisă.

Cu astfel de sisteme de injecție au fost făcute încercări reușite la motoare a căror cilindree era cuprinsă între 100 și 2 000 cm^3 și ale căror turații atingeau 5 000 rot/min (la unitățile mici). Consumul de combustibil a fost de 230—250 g/CPh, gazele de evacuare fiind perfect curate.

La sistemul autopneumatic de injecție descris mai sus, injecția combustibilului are un caracter nedirijat, ceea ce atrage după sine unele dezavantaje. Pentru remedierea acestor inconveniente, sistemul a fost dezvoltat și completat cu dispozitive prin care injecția combustibilului devine într-o oarecare măsură dirijată. Prin aceasta se complică însă puțin sistemul de injecție descris.

Scanned with OKEN Scanner

c) *Sisteme de injecție cu acționare autopneumatică*

Dacă se face abstracție de sistemul automat de insuflație a combustibilului propus de inginerul rus Trinkler, folosind pentru producerea aerului de insuflație un piston solid acționat de aerul comprimat din cilindru, dar care nu s-a putut impune din cauza dificultăților de răcire și de etanșare a pistonului automat, sistem care face legătura între sistemele de insuflație autopneumatică și cele de acționare autopneumatică, va trebui menționat în schimb sistemul profesorului rus Vadim Arșaulov, folosit cu mult succes la motoare cu autoaprindere mari dar lente (fig. 110). Pornind de la acest sistem se poate recomanda, ca una dintre cele mai indicate forme, un sistem de injecție cum e cel propus de Arșaulov pentru motoare cu autoaprindere cu turații puțin mai mari (peste 300 rot/min), la care însă variația sarcinii să poată fi realizată mult mai simplu, de exemplu ca în fig. 111.

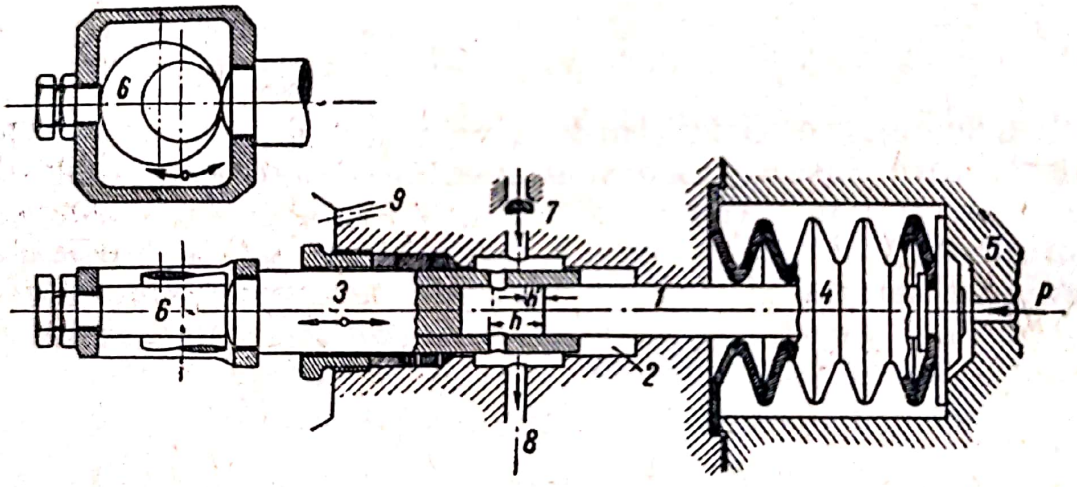


Fig. 111. Sistem de injecție cu acționare autopneumatică pentru mașini rapide.

După cum rezultă din figură, acționarea pistonului *1* cu etanșarea elastică *4* se obține prin presiunea aerului comprimat din camera de ardere, avînd accesul prin orificiul *p* din peretele cilindrului 5. Poziția de plecare a pistonului *1* este independentă de sarcină, iar cursa *h* a acestuia poate avea loc cel mult pînă la acoperirea orificiilor din manșonul *3*, cînd pistonul este oprit de combustibilul prins deasupra lui. Manșonul 3 poate fi deplasat în jos prin intermediul camei *6*.

Scanned with OKEN Scanner

deplasare care corespunde micșorării sarcinii, deoarece prin aceasta cursa pistonului scade la valoarea h'.

Acest fel de a varia cursa prin intermediul unui tampon hidraulic poate fi utilizat numai în cazul acționării pneumatice, nu rigide, mecanice, a pistonului.

Combustibilul este admis prin *7* în cilindrul-manșon al pompei *2* și e refulat spre injector prin orificiul *8*. Scăpările de combustibil spre exterior sînt readuse la rezervor prin conducta *9*. Etanșarea riguroasă a pistonului trebuie să se facă între *1* și *2*. Între pistonul *1* și manșonul *3* nu este necesară o astfel de etanșare, deoarece prin ea nu se influențează micșorarea volumului, rezultată din deplasarea pistonului. Nici pentru frînarea pistonului, cînd acesta depășește orificiile din manșon, nu este necesară o etanșare deosebită.

Etanșarea elastică *4* se realizează prin elemente elastice în formă de disc cu fețele bine șlefuite, așa cum au fost folosite de Arșaulov la ultima sa construcție pentru turații mai ridicate. Ca variantă s-ar putea prevedea și posibilitatea de a efectua reglajul cantității de combustibil utilizînd un piston cu muchie oblică și răsucind cilindrul printr-o cremalieră.

Formele reglajului descrise mai sus par mult mai avantajoase decît forma inițială a sistemului Arșaulov cu leviere, excentrice și supape de descărcare (elementele *1* din fig. 110). Cercul *2* din aceeași figură cuprinde elementele sistemului automat de injecție Arșaulov la un motor cu autoaprindere, mare, lent, în doi timpi, pentru nave, construit în jurul anului 1942.

Sistemul de injecție menționat mai sus poate fi aplicat cu mult succes la mașinile termice cu pistoane libere de toate mărimile.

Un foarte interesant și ingenios sistem de injecție cu acționare pneumatică a fost propus de prof. dr. Koșkin. Fig. 112 reprezintă acest sistem în două variante. Sistemul prevede folosirea unor grupuri pompă-injector de fabricație curentă din dotația motoarelor Diesel IAZ-204, respectiv IAZ-206, cu mici modificări și adaptări.

Principiul de funcționare al acestui sistem de alimentare este relativ simplu (fig. 112, *a*). Pistonul pompei *1* este fix, iar bucșa de cilindru *2* a pompei de combustibil, împreună cu

pulverizatorul *3*, poate fi deplasată în sus sub acțiunea presiunii gazelor din cilindrul motor care apasă asupra pistonului-disc *4*. Datorită acestui fapt, combustibilul din spațiul *5* este comprimat și, cînd presiunea din spațiul de compresiune depășește presiunea strîngerii supapei de refulare, aceasta se deschide și combustibilul este injectat în camera de ardere a cilindrului motor. Reglarea cantității de combustibil se realizează răsucind pistonul *1* prin intermediul cremalierei *9*. În perioada în care presiunea gazelor din cilindrul motor

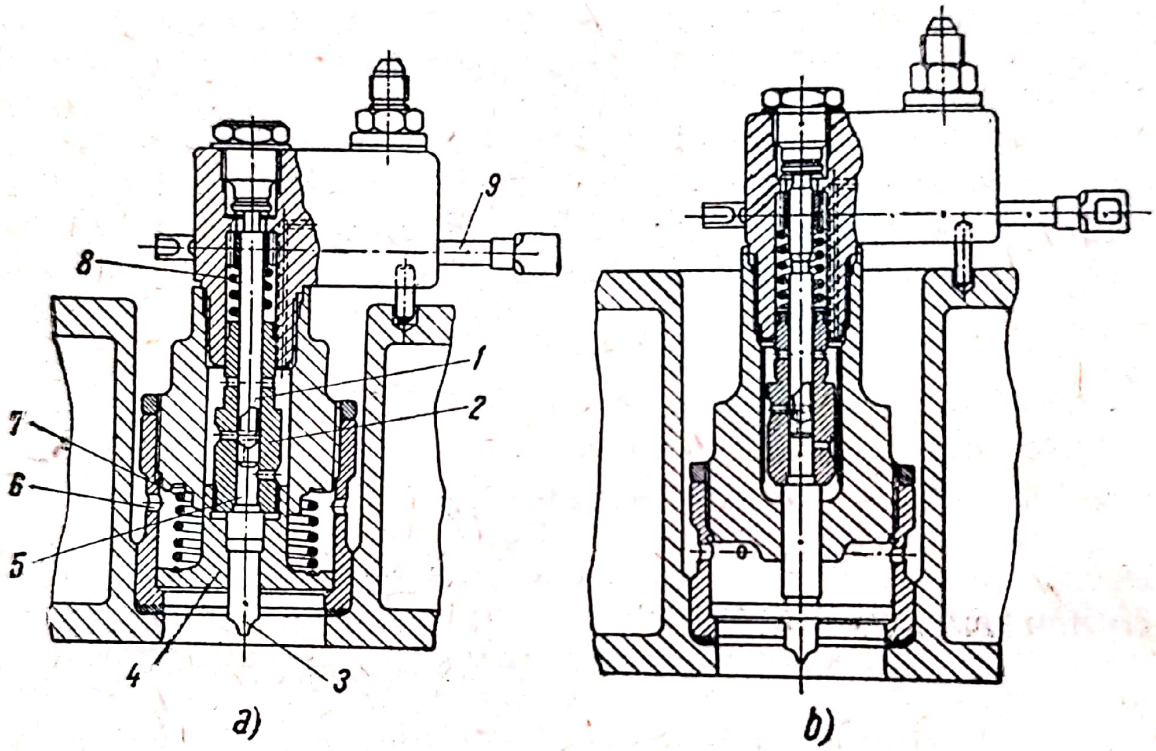


Fig. 112. Sistem de injecție cu acționare autopneumatică propus de prof. dr. Koșkin.

scade, arcul *7* readuce pistonul *4*, împreună cu bucșa *2* și pulverizatorul *3*, în poziția inițială. Propunerea menționează utilizarea simultană sau alternativă a două arcuri *7* și *8* (fig. 112, *a* și fig. 112, *b*). Pentru descărcarea scăpărilor de gaze este prevăzut orificiul *6*.

Ca la oricare alt sistem de injecție cu acționare pneumatică, și funcționarea acestui sistem se deosebește de sistemul obișnuit pompă-injector prin faptul că procesul de comprimare și injectare a combustibilului nu se realizează cu ajutorul

Scanned with OKEN Scanner

transmisiei mecanice, ci prin intermediul presiunii gazelor comprimate în cilindrul motor.

Avantajele sistemului prezentat constau, înainte de toate, în simplitatea și compactitatea grupului, cum și în lipsa conductei de legătură dintre pompă și injector, și ca atare, în lipsa oricăror fenomene de oscilație hidraulice. Partea cea mai delicată a sistemului este pistonul-disc *4*, care, sub acțiunea cantităților mari de căldură primite din camera de ardere, se poate încinge pînă la roșu, analog cu supapele de evacuare ale unui motor (700°C). Evacuarea căldurii din acest disc este foarte dificilă, fiindcă între discul *4* și manșonul în care culisează trebuie să existe jocul necesar mișcării discului. Aceasta atrage după sine două consecințe care pot îngreuna mult funcționarea sistemului. În primul rînd, încălzirea exagerată a pulverizatorului *3* prezentînd pericol de cocsificare și de înfundare a orificiilor, iar în al doilea rînd, mari dificultăți în menținerea unei etanșări acceptabile între discul *4* și manșonul exterior în diferitele regimuri de funcționare (pornire, funcționare la sarcină plină) avînd în vedere fluctuațiile mari la dilatarea discului *4*. (Acestea au fost de altfel și dificultățile cu care avea de luptat Trinkler la sistemul său automat de injecție). Din aceste motive trebuie dată o deosebită atenție execuției discului *4* și manșonului în care culisează.

Marele avantaj al sistemelor de injecție cu insuflație autopneumatică și cu acționare autopneumatică constă în descărcarea dispozitivului de sincronizare de sarcina acționării sistemului de injecție, ceea ce duce la importante simplificări constructive și funcționale. La mașinile cu un singur piston liber, la care dispozitivul de sincronizare poate lipsi, folosirea unor sisteme automate de injecție permite utilizarea unui piston liber în adevăratul sens al cuvîntului.

3. Bazele de calcul ale sistemelor de injecție

La un sistem de injecție interesează în primul rînd următoarele valori:

— cantitatea de combustibil care revine unui ciclu; de aici rezultă dimensiunile sistemului de injecție (pompă, injector etc.);

— momentul începerii injecției;

Scanned with OKEN Scanner

— durata injecției;
— presiunea de injecție.

Cantitatea de combustibil care revine unui ciclu a fost dedusă cu ocazia studiului termoenergetic al mașinii. Dimensiunile elementelor care constituie sistemul de injecție depind în mare măsură de felul acestui sistem. În cazul unui sistem care folosește o pompă cu piston, indiferent de sistemul de acționare — sistem cu acumulare sau sistem autopneumatic — se procedează în mod obișnuit, respectînd cursa efectivă și totală a pistonului și ținînd seamă în același timp de compresibilitatea combustibilului și de spațiile care se umple în timpul refulării combustibilului. Acest mers de calcul, fiind cunoscut și adeseori descris, nu se va mai insista asupra lui.

În cazul unui procedeu de injecție cu pompă cu piston care refulează combustibilul la mai multe injectoare, de exemplu SIGMA GS-34, execuție nouă, trebuie ținut seamă de faptul că repartizarea cantității de combustibil are loc exclusiv prin intermediul secțiunilor de trecere a ajutajelor.

În scopul determinării începutului de injecție și a duratei de injecție, se recomandă în general să se folosească diagrama vitezelor pistoanelor libere, în special a porțiunii diagramei în jurul punctului mort interior, care va trebui reprezentată la dimensiuni mari. Pentru a putea urmări procesul de acumulare la un sistem cu acumulare, va trebui trasată în diagramă și evoluția vitezelor organului de acționare, care se găsește în legătură cu dispozitivul de sincronizare. În acest scop va trebui ținut seamă de cinematica dispozitivului de sincronizare, determinată (cel mai avantajos pe cale grafică) cu ocazia studiului acestui dispozitiv. Respectînd întîrzierea la aprindere, poate fi determinat momentul începerii injecției și, cu ajutorul construcției grafice amintite, poate fi determinată poziția elementelor de acționare, respectiv cuplajul lor cu dispozitivul de sincronizare.

La toate pompele cu acumulare descrise anterior, injectarea combustibilului începe în momentul descoperirii conductei de refulare spre injector. Sub influența presiunii de acumulare (presiunea aerului, presiunea lichidului sau presiunea arcului) este pus în mișcare numai pistonul de acumulare, a cărui masă depinde de forma constructivă a pompei, provocînd prin aceasta injecția combustibilului.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru stabilirea legii de injecție va trebui deci scrisă ecuația de mișcare a pistonului de acumulare în modul următor, neglijîndu-se frecările mecanice și greutatea pistonului de acumulare

$$m \frac{d^2x}{d\tau^2} = P_1 - P_2 \qquad (307)$$

unde:

m este masa pistonului de acumulare;
x — deplasarea pistonului de acumulare;
P_1 — forța de acumulare elastică, activă;
P_2 — forța care se opune mișcării pistonului de acumulare, provenind în primul rînd de la refularea combustibilului.

Forța elastică de acumulare, dacă provine de la presiunea aerului sau a lichidului, are expresia

$$P_1 = p_1 F_1,$$

în care:

p_1 este presiunea de acumulare, care variază puțin o dată cu deplasarea pistonului;
F_1 — suprafața pistonului de acumulare expusă presiunii.

În cazul unui arc de acumulare rezultă

$$P_1 = k\ (x_0 - x),$$

în care:

k este rigiditatea arcului (constanta de arcuire);
x_0 — drumul de armare a arcului.

Reacțiunea în timpul refulării combustibilului are valoarea

$$P_2 = \left(p_M + \frac{W_d^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g}\right) F_2\ , \qquad (308)$$

în care:

P_M este presiunea din cilindrul-motor;
W_d — viteza combustibilului la trecerea prin orificiile ajutajului;
γ — greutatea specifică a combustibilului;
F_2 — secțiunea pistonului de acumulare de partea combustibilului.

Scanned with OKEN Scanner

Respectînd ecuaţia hidraulică de continuitate a mişcării combustibilului:

$$\frac{dx}{d\tau} F_2 = \mu F_d W_d, \tag{309}$$

rezultă

$$P_2 = \left[p_M + \left(\frac{F_2}{F_d}\right)^2 \frac{\gamma}{2g\mu^2} \left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2\right] F_2. \tag{310}$$

Astfel ecuaţia (307) devine

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = p_1 \frac{F_1}{m} - p_M \frac{F_2}{m} \left(\frac{F_2}{F_d}\right)^2 \frac{\gamma}{2g\mu^2} \cdot \frac{F_2}{m} \left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2, \tag{311}$$

care, prin introducerea de factori simplificatori, se mai poate scrie

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = A_1 p_1 - A_2 p_M - B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2,$$

respectiv

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2 = A_1 p_1 - A_2 p_M. \tag{312}$$

Evoluţia în timp a presiunii din cilindrul motor p_M se cunoaşte din paragrafele precedente. Pentru presiunea p_1, care acţionează asupra pistonului de acumulare, este cunoscută evoluţia numai în funcţie de deplasarea x a pistonului de acumulare; evoluţia în timp a presiunii rezultă de-abia din evoluţia vitezelor pistonului de acumulare.

Soluţionarea acestei ecuaţii diferenţiale are loc cel mai avantajos pe cale grafo-analitică.

Una din posibilităţile diferite de rezolvare este următoarea:

La baza diagramei 113 se trasează valoarea iniţială a diferenţei $A_1 p_1 - A_2 p_M$. Pentru o cursă a pistonului de acumulare corespunzătoare sarcinii nominale, se cunoaşte presiunea iniţială din spaţiul de acumulare. Deoarece se cunoaşte şi momentul începutului de injecţie (acesta rezultă din cinematica tijelor de acţionare comandate de dispozitivul de sincronizare) rezultă şi valoarea corespunzătoare p_M.

Scanned with OKEN Scanner

La începutul injecției, unde viteza pistonului $\frac{dx}{d\tau}$ este egală cu zero, valoarea accelerației pistonului este, după cum se știe

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = A_1 p_1 - A_2 p_M.$$

Acesta se trece în rîndul III. Acum se procedează pas cu pas, alegînd un element de timp $d\tau$ egal cu 1/1 000 s și menținînd valoarea inițială a accelerației pistonului de acumulare.

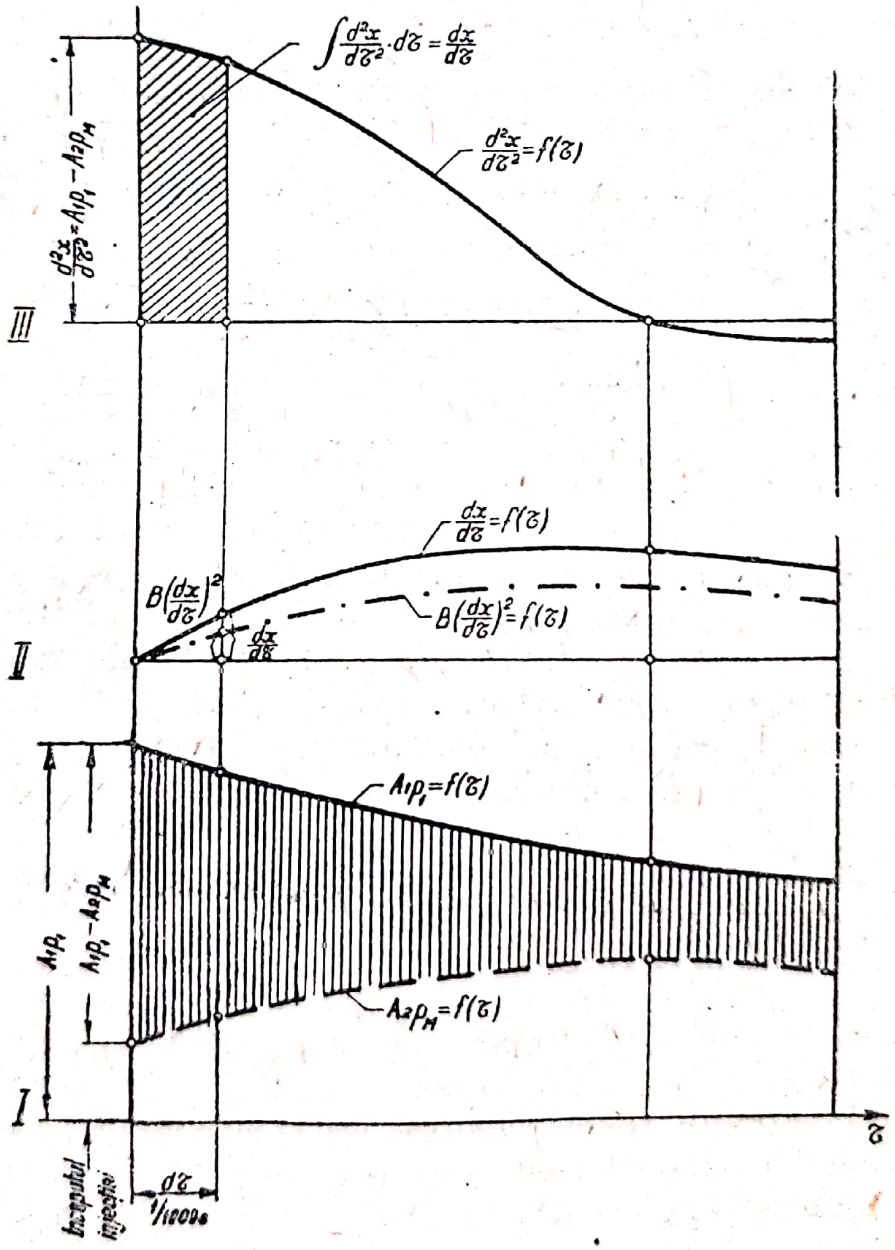


Fig. 113. Diagrama pentru determinarea proceselor de injecție la sisteme cu acumulare.

Prin integrarea grafică a elementului de suprafață se obține $\int \frac{d^2x}{d\tau^2} d\tau$, viteza pistonului de acumulare $\frac{dx}{d\tau}$. Prin integrare grafică repetată a elementului de suprafață în rîndul II se obține deplasarea x a pistonului de acumulare, deoarece $\int \frac{dx}{d\tau} d\tau = x$. Valoarea corespunzătoare a presiunii p_1 se trece în rîndul I. Acum poate fi formată valoarea $B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2$ și adunată la valoarea accelerației $\frac{d^2x}{d\tau^2}$. Cu o valoare mai mică a accelerației se procedează în mod analog. Astfel se obțin două puncte prin care poate fi trasat un element de curbă $\frac{d^2x}{d\tau^2} + B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2 = f\left(\frac{d^2x}{d\tau^2}\right)$. Dacă pe acest segment se marchează valoarea corespunzătoare $A_1p_1 - A_2p_2$ din rîndul I, atunci se obține valoarea corectă a accelerației $\frac{d^2x}{d\tau^2}$ și, drept consecință, cea a vitezei $\frac{dx}{d\tau}$. Prin continuarea procedeului din aproape în aproape se obține întreaga evoluție a accelerației, respectiv a vitezei pistonului de acumulare, pînă la frînarea lui prin pistonul de pompă sau prin alte elemente. Cu ajutorul unui planimetru se poate ajunge repede și simplu la rezultat. Din relația (310) rezultă apoi valorile presiunilor de injecție p_2. La începutul refulării, aspectul static de mai sus nu este admisibil, căci la acest moment pistonul de acumulare nu se mișcă încă în sus, iar întoarcerea mișcării și accelerarea din nou a pistonului de acumulare au loc de-abia după aceea. În decursul acestei perioade de demaraj viteza de evacuare a combustibilului crește și de-abia după aceasta are loc o scădere a presiunii de acumulare, corespunzător aspectului static, cu scăderea corespunzătoare a vitezei de evacuare.

După cum se poate vedea din descrierile anterioare, la sistemele de injecție cu acumulare, începutul injecției se stabilește prin tijele de acționare (la unele sisteme apar variații în limite mici). Din această cauză, injecția combustibilului trebuie să înceapă totdeauna înaintea punctului mort interior. Durata injecției, după cum se poate vedea din ecuația (307), va fi atunci înainte de toate o funcție a cantității de combustibil.

Scanned with OKEN Scanner

Rezultatele calculelor amintite lămuresc dependența legii injecției de masa pistonului de acumulare, de cantitatea de combustibil, de orificiile ajutajului, cum și de presiunea de acumulare și cea din spațiul motor. Posibilitățile de variație a legii de injecție vor fi lămurite la sfîrșitul acestui paragraf.

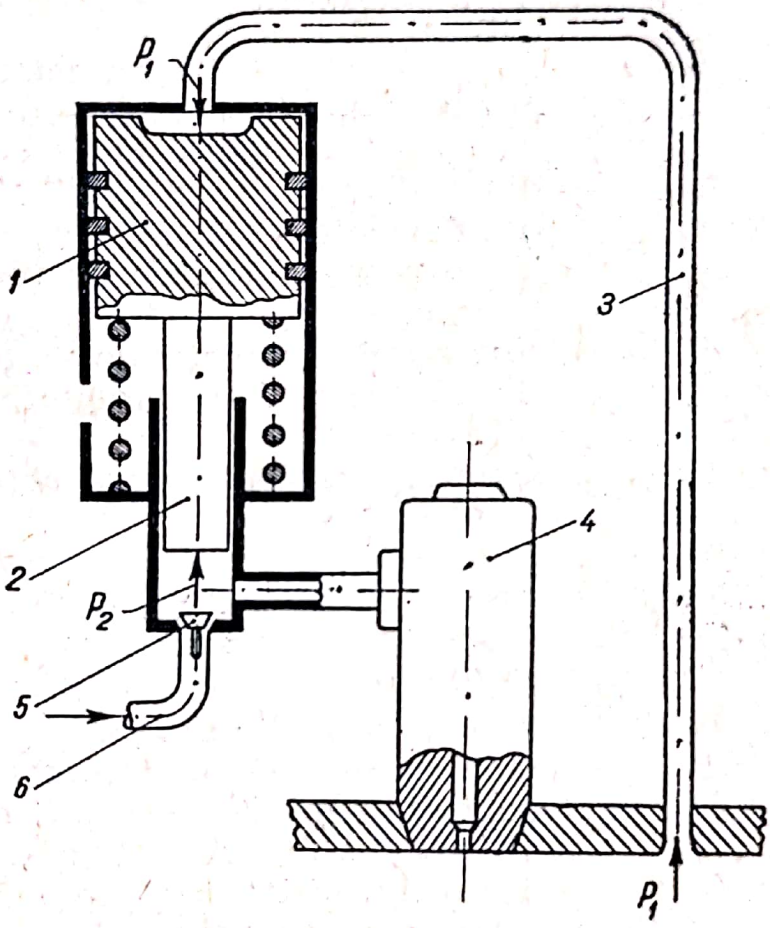


Fig. 114. Reprezentarea schematică a unui sistem de injecție cu acționare autopneumatică:

1 — treapta de gaz a pistonului de injecție; *2* — treapta de combustibil a pistonului; *3* — conducta gazelor de acționare; *4* — injector; *5* — supapa combustibilului; *6* — conducta de acțiune a combustibilului.

Și la sistemul de injecție cu acționarea autopneumatică interesează, înainte de toate, determinarea legii de mișcare a pistonului pompei, din care rezultă apoi legea injecției, cum și evoluția presiunii de injecție.

Pentru determinarea legii de mișcare a pistonului pompei servește reprezentarea schematică din fig. 114.

Scanned with OKEN Scanner

Ca și în cazul precedent, sînt valabile notațiile:

m — masa pistonului pompei;
x — deplasarea pistonului pompei;
$P_1 = p_1 F_1$ — forța produsă de presiunea gazului care acționează asupra pistonului pompei;
F_1 — suprafața pistonului pompei (partea gazului);
p_1 — presiunea gazului care acționează asupra pistonului pompei; spre simplificare, ea a fost admisă egală cu presiunea din cilindrul motor, deși la scurgerea gazului prin conducta de legătură are loc o anumită cădere de presiune;
$P_2 = p_2 F_2$ — forța care acționează asupra suprafeței pistonului de pompă de partea combustibilului, din timpul refulării combustibilului;
F_2 — suprafața pistonului pompei de partea combustibilului;
p_2 — presiunea exercitată de combustibil asupra suprafeței pistonului pompei;
$P_3 = k(x + x_0)$ — forța arcului de readucere;
k — rigiditatea arcului;
x_0 — drumul de pretensionare;
P_4 — forța provocată de frecarea pistonului pompei, a greutății proprii și a presiunii aerului din spațiul arcului; aceasta poate fi neglijată față de valoarea mare a forțelor P_1 și P_2;
F_d — secțiunea totală a orificiilor injectoarelor;
W_d — viteza combustibilului la trecerea prin orificiile ajutajelor;
γ — greutatea specifică a combustibilului;
u — coeficientul de curgere prin orificiile ajutajelor.

Rezultă astfel următoarea ecuație de mișcare a pistonului pompei:

$$m \frac{d^2x}{d\tau^2} = P_1 - P_2 - P_3 - (P_4), \qquad (312)$$

respectiv

$$m\frac{d^2x}{d\tau^2} = F_1p_1 - F_2p_2 - k(x+x_0); \tag{313}$$

presiunea combustibilului

$$p_2 = p_1 + \frac{W_d^2}{2}\cdot\frac{\gamma}{g}, \tag{314}$$

care, după introducerea ecuației de continuitate

$$\frac{dx}{d\tau}F_2 = \mu F_d W_d,$$

mai poate fi scrisă:

$$p_2 = p_1 + \left(\frac{F_2}{F_d}\right)^2\frac{\gamma}{2g\mu^2}\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2. \tag{315}$$

Ecuația (313) devine astfel:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = \frac{F_1 - F_2}{m}p_1 - \frac{F_2^3}{F_d^4}\frac{\gamma}{2g\mu^2 m}\cdot\frac{d^2x}{d\tau^2} - \frac{k}{m}(x+x_0),$$

iar după introducerea unor factori de simplificare:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = Ap_1 - B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2 - Cx - Cx_0,$$

respectiv

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2 + Cx = Ap_1 - Cx_0. \tag{316}$$

Ecuația de mai înainte reprezintă o ecuație diferențială, neliniară, de gradul doi, a cărei rezolvare pare imposibilă, deoarece partea dreaptă a acestei ecuații $Ap_1 - Cx_0$ reprezintă o funcție $f_1(\tau)$, care evoluează în sensul presiunii din cilindrul motor, deformată prin mărimile constante A și Cx_0, neputînd fi exprimată în mod simplu analitic.

Există în schimb diferite metode grafo-analitice pentru rezolvarea ecuației de mai înainte, dintre care va fi arătată următoarea:

La baza diagramei din fig. 115 se trasează curba $Ap_1 - Cx_0 = f_1(\tau)$ (rîndul *I*). Aceasta are loc cu ajutorul diagramei ciclului din cilindrul motor, stabilită în partea întîia. Toate mărimile din partea stîngă a ecuației (316) prezintă dimensiu-

nile unor accelerații — $\frac{d^2x}{d\tau^2}$, accelerația reală a pistonului pompei, $B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2$, accelerația corespunzătoare efectului de frînare a combustibilului și Cx, accelerația corespunzătoare efectului de frînare a forței arcului. Suma acestor accelerații trebuie să fie acoperită de expresia din dreapta $(Ap_1 - Cx_0)$, care are dimensiunile unui raport între forță și masă, deci de asemenea ale unei accelerații.

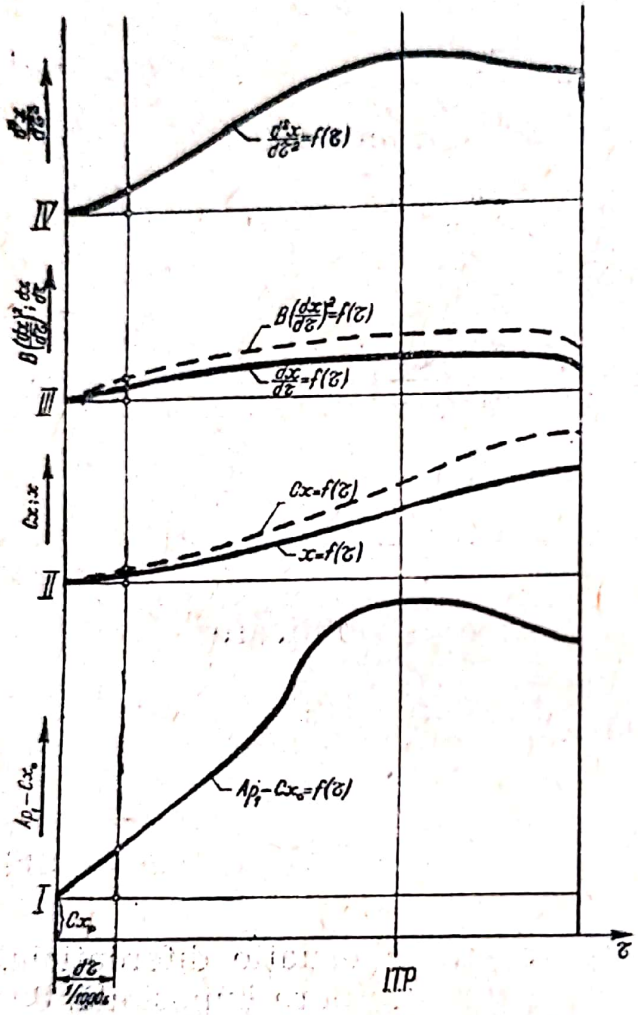


Fig. 115. Diagrama pentru determinarea proceselor de injecție la sisteme cu acționare autopneumatică.

Mișcarea pistonului începe teoretic atunci cînd factorul presiunii aerului depășește pe cel al pretensionării arcului, adică cînd $Ap > Cx_0$. Practic, din cauza frecărilor și rezistențelor indicate apare o mică întîrziere. Mișcarea pistonului se desfășoară treptat, deoarece forțele active și ca atare și accelerațiile cresc, pornind de la valoarea zero. După scurgerea unui interval de timp $d\tau$ (circa 1/1 000 s), poate fi admisă o anumită deplasare elementară a pistonului și apoi calculate valorile corespunzătoare Cx, $\frac{dx}{d\tau}$, $B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2$ și $\frac{d^2x}{d\tau^2}$. Aceste valori se trasează apoi în rîndul *II*, *III* și *IV*. Se însumează valorile Cx, $B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2$ și $\frac{d^2x}{d\tau^2}$ și se compară această sumă cu valoarea corespunzătoare a curbei $Ap_1 - Cx_0$. Dacă suma este prea mare, atunci se admite o valoare mai mică și invers. Cu ajutorul a

trei valori se poate forma un element de curbă $\frac{d^2x}{d\tau^2} + B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2 + Cx = f(x)$, pe care se fixează apoi valoarea corectă $Ap_1 - Cx_0$, obținînd astfel drumul x. Cu aceasta se calculează apoi valorile corecte Cx, $B\left(\frac{dx}{d\tau}\right)^2$ și $\frac{d^2x}{d\tau^2}$, trecîndu-le în diagramă. Construcția se continuă astfel, din aproape în aproape, ceea ce este relativ ușor, deoarece formele curbelor permit ușor adaptarea valorilor următoare. Întregul mers de calcul și construcții este foarte simplu și poate fi dus repede la capăt. Cu diagrame desenate mare se poate obține o imagine clară a mișcării pistonului pompei. Mișcarea pistonului pompei încetează scurt timp după închiderea orificiilor de aducțiune spre ajutaj, deoarece tamponul de combustibil face ca mișcarea pistonului să fie frînată.

Spre sfîrșitul mișcării pistonului are loc, de obicei, dezvoltarea energiei de ardere în cilindrul motor cu creșterea corespunzătoare a presiunii. Aceasta rezultă de asemenea din diagrama ciclului din cilindrul-motor. Deoarece însă la construcția diagramei exacte a ciclului din cilindrul-motor trebuie ținut seamă de legea injecției, este de recomandat a se construi pe cît posibil diagrama ciclului motor concomitent cu diagrama mișcării pistonului pompei. Cu cît se tinde mai mult la o prelungire a duratei injecției, în vederea limitării presiunii maxime, cu atît mai mare este influențarea reciprocă între mișcarea pistonului pompei și arderea combustibilului în cilindrul motor. Prin metodele de calcul grafo-analitice menționate poate fi stabilită în mod clar și vizibil această influențare reciprocă.

Mișcarea pistonului începe devreme, mult mai devreme decît ar fi de dorit. Afară de aceasta viteza inițială este foarte scăzută. Din această cauză se efectuează întîi o recirculație a combustibilului în conductele de aducțiune, pentru a începe injecția de-abia spre sfîrșit, în apropierea punctului mort superior, atunci cînd viteza pistonului a atins o valoare mai ridicată (fig. 116). Aceasta se poate realiza pe mai multe căi, care sînt cunoscute, deoarece sînt întrebuințate și la sistemele obișnuite de injecție, folosind în același timp la reglajul cantității de combustibil injectate.

Prin acest fel de lucru legea de mișcare a pistonului pompei este modificată în anumită măsură, astfel ca, pînă la în-

ceperea refulării, forța P_2 dispare din relația (312), respectiv este înlocuită de o forță mai mică, care corespunde rezistențelor prin laminare din perioada recirculației combustibilului, putînd fi adăugată la forțele de rezistență P_4.

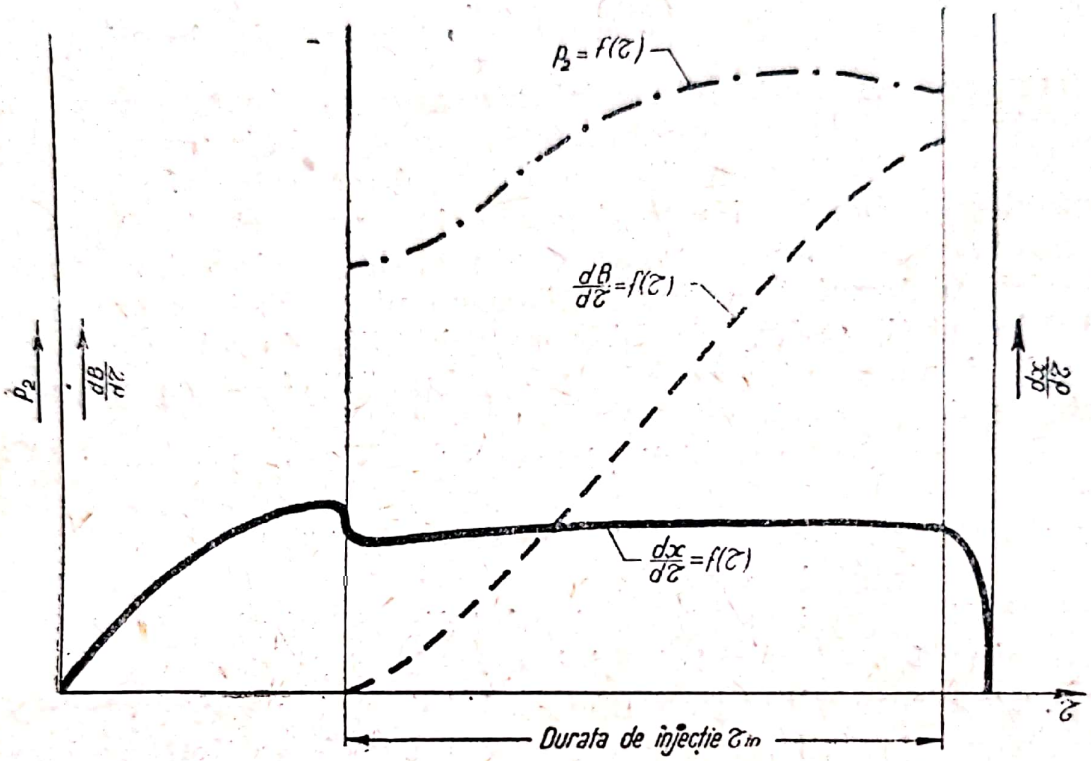


Fig. 116. Diagrama pentru determinarea procesului de injecție la sisteme cu acționare autopneumatică și limitarea cursei active a pistonului pompei.

Aceasta aduce o simplificare în soluționarea legii de mișcare a pistonului pînă la începutul refulării, ecuația putînd fi scrisă:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + Cx = Ap_1 - Cx_0. \qquad (317)$$

După începerea refulării combustibilului, intervenția efectului de frînare a forței de refulare coboară viteza pistonului pompei, făcînd ca prin aceasta să devină valabilă iarăși ecuația (312).

Din diagrama vitezei a rîndului *III* pot fi determinate, conform formulei (315), evoluția presiunii de injecție $p_2 = f(\tau)$, cum și legea de injecție a combustibilului $dB/d\tau = f(\tau)$.

Prin mersul calculului amintit pot fi examinate influențele diverșilor factori ca masa pistonului pompei și dimensiunile acestuia, arcul de readucere cum și orificiile ajutajelor

(au fost luate în considerare numai ajutaje de tip deschis). Nu este recomandabil a se urmări obținerea prelungirii duratei de injecție prin mărirea masei pistonului, căci aceasta ar provoca o micșorare a vitezei pistonului pompei și o înrăutățire a pulverizării combustibilului. Micșorarea secțiunilor de trecere a ajutajelor în scopul unei ameliorări parțiale a pulverizării nu trebuie nici ea exagerată, pentru motive de înfundare.

O prelungire eficace a duratei de injecție ar putea fi obținută prin montarea între pompă și injector a unui dispozitiv simplu de întîrziere a injecției, în genul celui utilizat de SIGMA. Debitul injectat ar putea fi atunci introdus prin elemente de injecție fără dispozitiv de întîrziere, pentru a fi apoi prelungit în timp cu ajutorul altor elemente cu dispozitiv de întîrziere. La sistemele la care spațiul pompei este montat împreună cu cel al ajutajului, montarea unui dispozitiv de întîrziere este mai dificilă.

4. Alimentarea mixtă folosind combustibili ieftini

Avantajele unor mașini termice de forță de o construcție ieftină, o funcționare economică și o simplitate constructivă atît de pronunțată ca mașinile termice cu pistoane libere, pot fi apreciabil accentuate prin folosirea unor combustibili ieftini.

La noi, în afară de cărbunele a cărui folosire în cilindrii Diesel poate avea loc sub formă de praf de cărbune (formă încă nepusă definitiv la punct), în stare gazificată și stare distilată, vin în considerație combustibili ieftini, ca păcura și gazul metan.

a) *Funcționarea cu păcură*

Folosirea păcurii la motoarele cu autoaprindere prezintă în mod obișnuit oarecare dificultăți. Conținutul mare de corpuri străine de natură metalică și pămîntoasă — așa-numitele cenuși — provoacă o uzură accentuată a organelor de injecție și a grupului de piese — cilindru, piston și segmenți, formarea de încrustări pe supape și în diferite porțiuni ale camerei de ardere, supraîncălzirea supapelor, un mers neregulat al motorului, diluarea uleiului de ungere etc. Repercusiunile dăunătoare asupra ambielajelor și supapelor pe care le prezintă exploatarea cu păcură dispărînd la cilindrii Diesel ai

Scanned with OKEN Scanner

mașinilor termice cu pistoane libere, funcționarea acestor mașini cu păcură pare mult mai indicată decît cea a motoarelor cu autoaprindere obișnuite. Relatările despre buna comportare a mașinilor cu pistoane libere executate în exploatarea cu păcură confirmă pe deplin cele de mai sus.

Este totuși bine să se evite, pe cît posibil, neajunsurile semnalate, procedînd la o conștiincioasă curățire a păcurii prin dispozitive de centrifugare, urmată de o decantare corespunzătoare.

Conținutul mare de sulf (pînă la 3,6% la păcuri din Mexic; păcura romînească, mai avantajoasă, are un procentaj de sulf redus la 0,5%, iar mazutul din U.R.S.S. conține numai 0,3% sulf) produce în camera de ardere și cilindru (la temperaturi sub 300°C) importante cantități de vapori de acid sulfuric, care se condensează la temperaturi sub 150°C, avînd un accentuat efect corosiv asupra pereților din cilindru. Acest conținut mare de sulf are ca efect secundar favorizarea formării reziduurilor de cocs, a căror acțiune abrazivă provoacă mari uzuri. De altfel, aceste reziduuri de cocs în camera de ardere pornesc totdeauna și de la arderea incompletă a combustibilului. În general, arderea în cilindrul Diesel are loc cu un exces relativ mare de aer; dar la folosirea păcurii, care este un combustibil cu o ardere mai lentă decît cea a motorinei, este nevoie de un exces de aer și mai mare.

Caracterul arderii mai lente a păcurii nu trebuie înțeles numai ca o ardere cu o întîrziere mărită în prima fază, faza pregătitoare a arderii, ci se referă mai mult la faza principală a arderii. Nici reacțiile introductive la această fază nu au intensitatea celor observate la motorină și nici grupurile moleculare, respectiv radicalii, care au o capacitate reactivă pronunțată, specifică fazei principale de ardere, nu se scindează în aceeași măsură. Întregul lanț de reacții, care este relativ complicat, este în întregime întîrziat, fiind în bună parte influențat de o serie de proprietăți fizice și chimice specifice, dintre care și viscozitatea are un rol.

Faptul că arderea lentă a păcurii nu apare ca o întîrziere numai în prima fază arată deosebirea nu prea mare dintre cifra cetanică a păcurii (circa 40) și cea a motorinei (50—56).

Un alt specific al arderii păcurii constă în faptul că, la temperaturi înalte, vitezele de vaporizare și de difuziune rămîn mult în urmă față de viteza reacțiilor de cracare. Picăturile de păcură din conul de pulverizare vor trebui deci să

fie cît mai mici pentru a reacționa rapid, prezentînd o suprafață relativ mare înainte de a se permite cracarea sub influența temperaturilor înalte și formarea de reziduuri prin cocsificare.

Pentru obținerea unor picături suficient de fine la un combustibil atît de vîscos ca păcura, la care tendința de acumulare a picăturilor se resimte chiar la mare distanță de la difuzorul injectorului, va trebui să se folosească fie presiuni de injecție mai ridicate, fie chiar injecția pneumatică. Afară de aceasta, va trebui să se reducă parțial viscozitatea prin ridicarea temperaturii păcurii la 90—100°C în preajma injecției.

Condiția de temperatură relativ ridicată a pereților cilindrului în scopul reducerii efectului corosiv al sulfului din combustibil este pe deplin satisfăcută la funcționarea cu înaltă supraalimentare.

b) *Funcționarea cu gaz metan-păcură, respectiv motorină*

Trebuie menționat că în ce privește realizarea fineții picăturilor necesare unei arderi a păcurii în bune condiții, rezultate optime se obțin folosind injecția pneumatică.

Se știe că la toate motoarele mobile care funcționează cu gaz nelichefiat, gazul însoțește motorul în stare mult comprimată (circa 200 at), spre deosebire de motoarele stabile care pot fi alimentate cu gaz la o presiune joasă. Soluția folosirii metanului lichefiat la temperatură joasă și a transportului în butelii corespunzătoare speciale nu prezintă încă o soluție definitiv pusă la punct.

Înalta presiune a gazului metan poate fi foarte bine folosită pentru obținerea efectului de pulverizare pneumatică a unui combustibil lichid.

O soluție ideală, din punct de vedere economic, o prezintă cuplarea celor doi combustibili ieftini ale căror resurse în țara noastră sînt relativ mari — păcura și gazul metan.

Să dezvoltăm mai pe larg specificul acestei exploatări.

Funcționarea cu doi combustibili este mult folosită sub formă de funcționare cu gaz metan, gaz de iluminat, de gazogen sau altul, cu injectarea unei mici cantități de motorină care are rolul de aprindere. În acest caz gazul este admis în

Scanned with OKEN Scanner

cilindru, de obicei împreună cu aerul, în timpul cursei de admisiune, apoi e comprimat după raportul uzual la motoarele Diesel, aprinderea amestecului producîndu-se nu prin scînteie, ci de la cantitatea mică de motorină injectată la sfîrșitul cursei de compresiune în amestecul înfierbîntat.

Introducerea gazului în șarja de aer a cilindrului la începutul cursei de compresiune se face mai rar, iar insuflarea gazului în aerul înfierbîntat prin compresiune la sfîrșitul acestei curse a fost utilizată în repetate rînduri chiar de Diesel, cu și fără precedare de combustibil lichid de amorsare (benzină), între anii 1893—1897. În cazul încercărilor făcute de Diesel, cantitatea mică de combustibil de amorsare introdusă în difuzor a fost ulterior insuflată și pulverizată de curentul de gaz.

Astăzi nu se mai utilizează această metodă, întrucît se folosesc motoare cu autoaprindere construite pentru funcționarea cu combustibil lichid, cu mici modificări, la care se menține sistemul de injecție, iar introducerea gazului în cilindru cu mult înaintea aprinderii (începutul cursei de admisiune) permite o amestecare mai omogenă a gazului necesar arderii. Prin insuflarea gazului în masa de aer comprimat nu se poate realiza un amestec atît de omogen, întrucît puterea de pătrundere a particulelor ușoare de gaz nu este atît de mare ca cea a picăturilor de motorină. De asemenea, la funcționarea cu gaz după ciclul Diesel, cifra octanică relativ mare a gazului (105), respectiv cifra cetanică mică, corespunde unei mari întîrzieri la aprindere.

Dacă insuflarea gazului are loc sub formă de curent de agitație turbionară prin camera de ardere, precedat de o cantitate mai mare de combustibil de amorsare, se poate obține un amestec satisfăcător al gazului cu aerul și o apreciabilă scurtare a întîrzierii la aprindere. Pulverizarea combustibilului de amorsare se poate face în acest caz în condiții perfecte prin curentul de gaz.

În cazul funcționării cu doi combustibili — unul lichid și altul gazos — aprinderea combustibilului lichid, cu rol de amorsare, este îngreunată din cauza prezenței gazului din amestec, care micșorează conținutul de aer și concentrația de oxigen. Într-o anumită măsură, concentrația micșorată de

oxigen influențează, pe lîngă alți parametri, factorii a, b și n din cunoscuta relație empirică a întîrzierii la aprindere:

$$\tau_z = e^{b/T}/p^n a,$$

în sensul prelungirii acestei perioade.

Este important de reținut că întîrzierea la aprindere a gazului metan, chiar în condițiile de presiune și temperatură create spre sfîrșitul cursei de compresiune, în funcționarea după ciclul Diesel este atît de mare (cifra cetanică 7), încît autoaprinderea întregii cantități de gaz introduse între timp în camera de ardere este prea tardivă pentru a putea provoca o funcționare cu detonații.

Aprinderea amestecului de gaz metan se produce de la zona de foc creată prin aprinderea combustibilului de amorsare cu întîrziere mult mai mică la aprinderea (cifra cetanică 50—56), de unde se propagă apoi aproape normal sub formă de front masiv de flacără în toată masa amestecului. Această propagare este evident mult mai accelerată prin creșterea presiunii și a temperaturii spre sfîrșitul cursei de compresiune.

Încercări cu admisiune prealabilă a amestecului gazos, deci unde reacțiile înlănțuite pregătitoare din amestec au putut începe mai devreme în timpul cursei de compresiune, au arătat o funcționare fără bătăi de detonație la un $\varepsilon = 15{,}8$ și un conținut de gaz metan în amestec de circa 6,45%, corespunzător unui $\alpha_0 \sim 1{,}53$.

În orice caz, randamentul transformării termoenergetice în perioada arderii devine cu atît mai bun, cu cît proporția combustibilului de amorsare față de gazul metan crește, respectînd bineînțeles coeficienții de aer α corespunzători. Dar, pe lîngă aceasta, fenomenul trebuie privit și sub aspect economic, în care caz se impune o funcționare cu o cantitate de lichid ieftin de amorsare (păcură pregătită), corespunzătoare unei arderi în bune condiții a amestecului, și cu o cantitate mult mai mare de gaz metan, drept combustibil ieftin de bază.

Din cauza mai multor factori, printre care trebuie menționată în primul rînd temperatura joasă a camerei de ardere, condițiile de aprindere la mers în gol sînt dezavantajoase. Chiar și combustibilul de amorsare prezintă în acest caz în-

tîrzieri la aprindere mai mari. Acesta este motivul pentru care se impune, la sarcină redusă, o funcționare cu o proporție mărită de lichid de amorsare în amestecul cu gaz. Cea mai sigură funcționare în gol este, evident, aceea care folosește numai combustibil lichid, dar în cazul de față este necesară o cantitate minimă de gaz pentru realizarea insuflației și a pulverizării fine a combustibilului lichid. De la această proporție la mersul în gol se va trece spre sarcini crescînde, mărind mereu cantitățile ambilor combustibili — cel gazos bineînțeles într-o măsură mai mare — pentru a ține seamă și de funcționarea economică. Pentru a face față variației sarcinii se impune, deci, variația cantităților ambilor combustibili în sensul arătat. Măsura în care pot fi variate cantitățile ambilor combustibili este foarte largă, fără a influența în mod apreciabil caracterul arderii, nu însă economicitatea exploatării.

În încheierea acestui paragraf se va indica mersul calculelor pentru deducerea cantităților de combustibil care trebuie folosite în cazul alimentării mixte gaz metan-păcură, respectiv motorină, ținînd seamă de cele expuse anterior.

Fiecărui regim de funcționare îi va corespunde o cantitate totală de căldură dezvoltată de ambii combustibili:

$$Q = Q_l = Q_g, \tag{318}$$

indicele l referindu-se la combustibilul lichid și g — la cel gazos.

Încercările au arătat că, la funcționarea cu gaz metan, folosind motorina mai mult pentru amorsare, randamentul acestei exploatări este mai scăzut decît cel al funcționării numai cu motorină, raportul fiind de circa 90—93/100. Cantitatea de căldură dezvoltată în regim mixt (gaz-lichid), necesară producerii unui anumit lucru mecanic, va fi mai mare decît cea necesară pentru producerea aceluiași lucru mecanic, dar în regim de funcționare cu un singur combustibil lichid.

În cazul folosirii unei proporții mai mari de combustibil lichid, randamentul funcționării mixte va putea fi, evident, în mică măsură ameliorat. Dar aceste fenomene au un rol secundar dacă se privește exploatarea sub aspectul folosirii combustibililor economici — păcura și, mai ales, gazul metan.

Scanned with OKEN Scanner

Sub acest aspect, exploatării mixte îi va corespunde un coeficient global de aer α, exprimat prin relația:

$$\alpha = \frac{\alpha_0 A_{0g}}{A_{0g} + x A_{0l}}, \tag{319}$$

în care:

α_0 este coeficientul parțial de aer privind numai combustibilul gazos;

A_{0g} — cantitatea teoretică de aer necesară arderii gazului, m^3/m^3;

x — raportul combustibililor, adică cantitatea de combustibil lichid consumat la unitatea de combustibil gazos, kg/Nm^3;

A_{0l} — cantitatea teoretică de aer necesară combustibilului lichid.

Ținînd seamă de oxigenul nefolosit din gazele reziduale, rămase în cilindru în urma procesului de baleiaj, proces exprimat prin randamentul volumetric de baleiaj $\eta_v = 1 - \sigma$, unde σ reprezintă conținutul relativ de gaze reziduale din șarja cilindrului, se poate exprima coeficientul real de aer prin relația:

$$\alpha' = \alpha \left[1 + \frac{1 + \alpha_0 A_{0g}}{\alpha_0 A_{0g}} \cdot \frac{(\alpha - 1)(A_{0g} + x A_{0l})}{V_{0g} + x V_{0l} + (\alpha - 1)(A_{0g} + x A_{0l})} \cdot \frac{1 - \eta_v}{\eta_v} \right], \tag{320}$$

în care, pe lîngă notațiile anterioare, care se cunosc, V_{0g} și V_{0l} reprezintă volumele combustibilului lichid și gazos din șarjă.

Practic se recomandă însă următorul mers al calculelor: Se exprimă coeficientul teoretic al excesului de aer prin relația:

$$\alpha = \frac{V_h n \lambda_g \eta_v \cdot 60 \cdot i}{B_g (A_{0g} + x A_{0l})} \cdot \frac{T_n p_s}{T_s p_n}, \tag{321}$$

în care:

V_h este cilindreea;

n — turația (frecvența);

i — numărul perechilor de curse ce revin unui ciclu;

B_g — consumul orar de combustibil gazos;

T_n și p_n — stările normale ale temperaturii absolute și presiunii ($T_n = 273°K$, $p_n = 1{,}033$ kgf/cm^2);

T_0 și p_0 — stările de referință ale gradului de umplere $\lambda_l = \lambda_g \eta_v$;

λ_g — gradul de încărcare al cilindrului dat de expresia:

$$\lambda_g = (1 - \psi_a) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a T_0}{p_0 T_a}. \tag{322}$$

În expresia (322), ψ_a reprezintă cota-parte din cursă care revine lungimii orificiilor de evacuare, ε — raportul volumetric de compresiune, iar p_a și T_a — presiunea și temperatura absolută a sarjei cilindrului la încheierea perioadei de baleiaj.

După fixarea unui coeficient global al excesului de aer, care să satisfacă condițiile unei arderi bune, cum și a unui raport de combustibil x, conform specificului funcțional menționat înainte, poate fi dedusă cantitatea orară și pe cursă a combustibilului gazos folosit.

Se va obține:

$$B_{goră} = \frac{V_h n \lambda_g \eta_v \cdot 60 \cdot i}{\alpha (A_{0g} + x A_{0g})} \cdot \frac{T_n p_0}{T_0 p_n}, \tag{323}$$

respectiv pe cursă:

$$B_g = \frac{V_h \lambda_g \eta_v}{\alpha (A_{0g} + x A_{0l})} \cdot \frac{T_n p_0}{T_0 p_n}, \tag{324}$$

iar cantitatea de combustibil lichid care revine unui ciclu este exprimată de produsul xB_g.

Din relația (319) poate fi dedus coeficientul parțial de aer raportat la gaz;

$$\alpha_0 = \alpha \frac{A_{0g} + x A_{0l}}{A_{0g}}, \tag{325}$$

iar coeficientul parțial de aer raportat la combustibilul lichid este:

$$\alpha_l = \alpha_0 \frac{A_{0g}}{x A_{0l}}. \tag{326}$$

Energia calorică de aprindere dezvoltată de lichidul de amorsare rezultă din relația:

$$Q_z = Q_l = x B_g H_{i_l}. \tag{327}$$

Scanned with OKEN Scanner

Energia calorică dezvoltată de combustibilul gazos este:

$$Q_g = B_g H_{i_g}. \tag{328}$$

În consecință, energia calorică totală dezvoltată pe o cursă de ambii combustibili, în regimul de funcționare mixtă, este:

$$Q = Q_g + Q_l = B_g(H_{i_g} + xH_{i_l}). \tag{329}$$

Trebuie menționat însă că acești doi combustibili prezintă randamente termoenergetice de transformare diferite. Din cauza arderii oarecum întîrziate a gazului metan față de cea a păcurii — ardere ce se prelungește mai mult în cursa de destindere — lucrul mecanic util obținut prin folosirea combustibilului gazos corespunde unui randament global cu circa 7% mai mic decît într-o exploatare numai cu combustibil lichid, ceea ce corespunde unei micșorări a randamentului cu circa 2,5% în valoare absolută.

Ținînd seamă de specificul funcțional indicat mai sus, vor putea fi reprezentate în diagramă atît curbele de repartizare (pe cursă) a combustibililor în funcție de sarcină, cît și energiile termice dezvoltate și mecanice utile corespunzătoare.

V. UNGEREA MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Principiul și rolul ungerii

Se poate spune, în general, că și ungerea mașinilor termice cu pistoane libere este mult diferită față de cea a motoarelor termice obișnuite. Dacă, privit în mare, se poate constata că, datorită construcției mult mai simple a mașinii, respectiv lipsei ambielajului, ungerea pare de asemenea simplificată, va trebui totuși să se aibă în vedere că, din cauza concentrației excepționale de putere, solicitările termice și mecanice ale cilindrilor și treptelor motoare de la pistoanele libere, și în special ale zonelor portsegment, se reflectă asupra problemei ungerii porțiunii cilindru motor-piston-segmenți în așa măsură, încît va trebui să i se dea și acesteia o atenție deosebită. Ungerea mașinilor termice cu pistoane libere se prezintă astfel în general foarte simplă, însă totodată foarte exigentă în porțiunea mult solicitată a spațiului motor.

Și aici îi revine ungerii rolul multiplu pe care îl are la obișnuitele motoare termice — de a reduce, prin micșorarea coeficientului de frecare, atît lucrul mecanic de frecare cît și uzura pieselor în fricțiune, de a exercita în anumite porțiuni (cilindru) un efect suplimentar de etanșare și de a evacua, în limita posibilităților, căldura produsă prin frecare în zona frecărilor.

Încă în cap. II al primei părți au fost analizate la studiul randamentului mecanic frecările mecanice care se produc între diferitele elemente ale unei mașini termice cu pistoane libere. Au fost arătate porțiunile mai importante din mașină în care se produc astfel de frecări, mărimea lor și modul de a le determina. Cea mai dificilă este, incontestabil, ungerea porțiunii cilindrului motor. Tot în cap. II al primei părți au

fost prezentate condițiile de frecare din cilindrul motor și influențele simultane ale temperaturilor și presiunilor din cilindrul motor asupra onctuozității și portanței peliculei de lubrifiant, cum și asupra valorilor coeficienților de frecare. Acolo s-a recomandat folosirea unei reprezentări grafice pentru a determina condițiile de frecare, respectiv de ungere în cilindrul motor, pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii. În capitolul de față al ungerii va fi redată această reprezentare grafică, pentru a putea trage concluziile necesare pentru rezolvarea acestei importante probleme.

După cum s-a arătat anterior, condițiile cele mai critice de frecare și de ungere apar în dreptul primului segment din cilindrul motor. Considerînd deci această piesă drept element

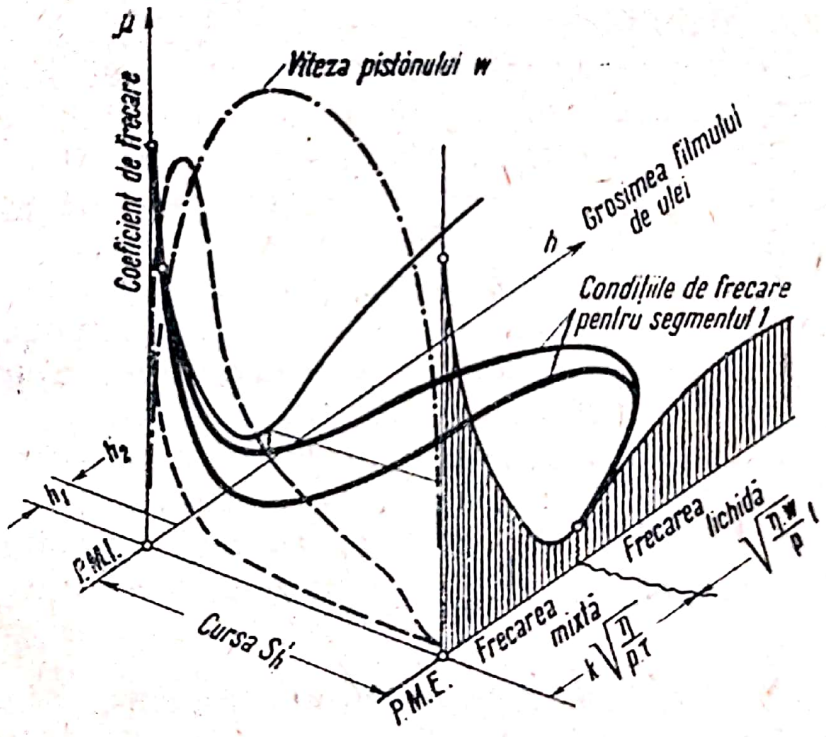


Fig. 117. Diagrama condițiilor de frecare, respectiv de ungere.

de reper, se va putea desena pentru fiecare punct al cursei pistonului o curbă Stribeck, respectiv Lasche, caracterizată prin poziția momentană a acestui segment (fig. 117).

Cadrul diagramei este format din sistemul de coordonate trirectangulare $\mu - S - h$ (coeficient de frecare — cursă — grosimea peliculei de ulei). Grosimea peliculei de ulei h

ținea seamă, prin componentele sale $h_1 = k_2\sqrt{3\pi}\sqrt{\frac{\eta}{p\tau}}$ — grosimea statică și $h_2 = k_3\sqrt{\frac{\eta w}{p}}\,l$ — grosimea dinamică, de condițiile reale de alunecare. Notațiile din relațiile de mai sus au fost explicate la p. 61. De aici rezultă că fenomenul de strivire a stratului de ulei în punctele moarte, datorită reducerii vitezei, respectiv opririi pistonului, nu este atît de accentuat, cum ar rezulta după legea hidrodinamică a ungerii, datorită proprietății peliculei de a putea suporta momentan o șarjă relativ ridicată. Faptul că la opriri — adică în dreptul punctelor moarte — pelicula de ulei devine capabilă să suporte o șarjă cu atît mai ridicată cu cît viscozitatea devine mai mare și durata deplasării respective a pistonului e mai mică, ne arată că la mașinile termice cu pistoane libere, la care viscozitatea uleiului este mult micșorată din cauza temperaturilor înalte ale peliculei de ulei din cilindrul motor și deci strivirea peliculei e ușurată, apare într-o anumită măsură un corectiv contrar — durata mai scurtă a opririlor pistonului în dreptul punctelor moarte, o caracteristică a mașinilor termice cu pistoane libere. Prin aceasta se atenuează tendința de străpungere a peliculei de lubrifiant în dreptul punctelor moarte. Totuși, nu poate fi evitat ca în dreptul punctului mort interior să fie atinse condițiile dezavantajoase ale frecării uscate, ceea ce rezultă de altfel și din diagramă.

Față de ungerea exigentă a cilindrului motor, ungerea celorlalte porțiuni, ca: cilindrul compresor, dispozitivul de sincronizare și tijele de ghidare, nu mai prezintă probleme deosebite de cele întîlnite la ungerea mașinilor obișnuite.

2. Metodele de ungere folosite

Ungerea cilindrului motor

Ungerea cilindrului motor poate fi realizată în diferite feluri. Cea mai simplă formă, care este totodată și cea mai uzuală, folosește pentru ungerea cilindrului motor uleiul de răcire, trecut prin treapta motoare a pistonului liber în scop de răcire. Acest ulei, care se găsește sub o presiune de circa 4—5 kgf/cm^2, este condus din interiorul pistonului prin canale

înguste speciale pînă la suprafața acestuia, de obicei în spatele zonei port-segment, unde presiunea gazelor din cilindru a fost redusă — datorită efectului de etanșare al segmenților — sub cea a uleiului. Uleiul este întins și netezit pe suprafața cilindrului atît de grupul segmenților de compresiune, cît și de cel de etanșare interioară, formînd un strat subțire suficient pentru a face față condițiilor de ungere și evitîndu-se totodată introducerea unei cantități prea mari de ulei în camera de ardere.

La formele cu acțiune simplă *a*, *b*, *c*, *d*, *f* și *i* (v. fig. 9), la care laminarea presiunii gazelor prin intermediul segmenților coboară suficient de mult valoarea acesteia, metoda simplă de ungere mai sus-arătată dă cele mai bune rezultate. Pentru aceleași motive, ea poate fi aplicată cu succes și la formele cu acțiune dublă *e* și *g*. La formele cu acțiune dublă care folosesc tije de piston — *h* și *j* — pentru a putea plasa ieșirea uleiului la suprafața pistonului într-o zonă de presiune suficient de joasă, va trebui să se prevadă un număr mai mare de segmenți, care să încadreze de ambele părți orificiile de ieșire, ori va trebui să se instaleze în peretele pistonului, aproape de ieșirea uleiului, niște supape de reținere care să împiedice infiltrarea gazelor în conducta de ulei în momentele de presiune mai înaltă a acestora.

Mai există posibilitatea de a folosi sistemele clasice de ungere a cilindrilor motoarelor cu autoaprindere în doi timpi. În acest scop se dispun mai multe ungătoare, prevăzute cu supape de reținere într-o porțiune a cilindrului motor situată sub orificiile de baleiaj, respectiv de evacuare, în așa fel, încît ele să ajungă în dreptul ultimilor segmenți atunci cînd pistoanele se opresc în punctele moarte exterioare. Uleiul este adus la aceste ungătoare sub presiune înaltă de la o pompă centrală de ungere, prevăzută cu un număr de elemente egal cu cel al locurilor de ungere, respectiv al ungătoarelor. Fiecare loc de ungere primește în felul acesta o cantitate de ulei precis dozată după necesitățile ungerii. De la o astfel de pompă centrală pot fi alimentate absolut toate locurile de ungere ale întregii mașini în modul cel mai economic și mai sigur. Pompa de ungere poate fi antrenată fie de mecanismul de sincronizare a generatorului cu pistoane libere, fie printr-o derivare a mișcării turbinei sau printr-un motor electric special în cazul unei instalații mai mari.

Scanned with OKEN Scanner

Ungerea cilindrului compresor este la fel cu cea folosită la compresoarele obișnuite de aer, fiind deci bine cunoscută din exploatarea acestora. Locul de așezare a ungătoarelor (de obicei se dispun mai multe ungătoare pe circumferința cilindrului compresor) se alege astfel, încît segmenții etajului

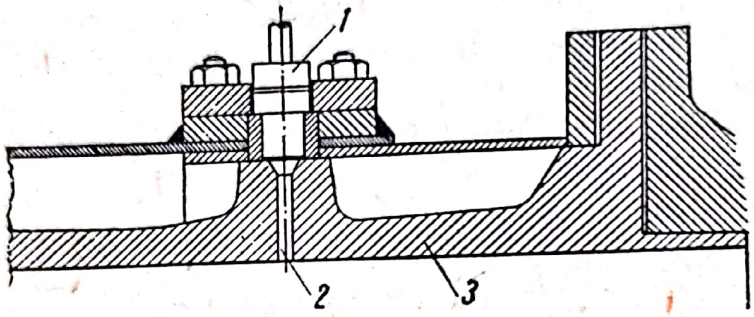


Fig. 118. Dispoziția ungătoarelor la cilindrul compresor:
1 — ungător; *2* — canal de ungere; *3* — cilindru compresor.

compresor să vină în dreptul lor, cînd pistonul liber se găsește în poziția punctului mort interior, sau să depășească aceste ungătoare (fig. 118). Avînd în vedere că poziția punctului mort este variabilă și pentru a avea siguranța că uleiul este împins pe suprafața cilindrului compresor cu ajutorul segmenților, ungătoarele se montează totdeauna puțin mai spre centrul cilindrului compresor.

Ungerea tijelor de ghidare în presetupe și ungerea articulațiilor, respectiv a cremalierelor dispozitivelor de sincronizare, se fac de obicei prin simple ungătoare alimentate cu ulei sub presiune de la pompe de ungere sau rezervoare de ulei menținute sub presiune.

Deoarece specificul constructiv și funcțional al mașinilor termice cu pistoane libere duce spre o ungere cu dozaj economic de lubrifiant, efectul de răcire al uleiului de ungere nu poate fi folosit decît într-o măsură minimă, cu toate că la ungerea cilindrului motor se întrebuințează uleiul relativ răcit al circuitului de răcire (între 60 și 70°C).

Scanned with OKEN Scanner

PARTEA A TREIA

FORME DE MAŞINI TERMICE CU PISTOANE LIBERE EXECUTATE ŞI APLICAŢIILE LOR. ALTE FORME POSIBILE

I. FORME CU ACŢIUNE SIMPLĂ ŞI CONTRAPISTOANE DE TIPUL „SPRE EXTERIOR"

1. Generatorul de gaze cu pistoane libere de construcţie sovietică

În fig. 119 este reprezentat un generator de gaze de lucru cu pistoane libere, de construcţie sovietică.

Acest generator de gaze este de construcţie simetrică, de tipul „spre exterior", adică la care compresiunea şi refularea aerului se produc în timpul cursei spre exterior a pistoanelor libere. Generatorul foloseşte două spaţii-tampon, avînd diametrul mic al cilindrului motor, spaţii dispuse la extremităţile maşinii.

Fiecare piston liber se compune din mai multe părţi, şi anume: treapta motoare *1*, prinsă printr-o articulaţie spaţială specială de manşonul *2*, treapta de compresiune *3*, avînd o faţă tronconică pentru mărirea rezistenţei, şi treapta tampon *4*, cu diametrul treptei motoare. Datorită articulaţiei spaţiale a treptei motoare se face faţă eventualelor mici devieri ale axelor din cilindrul motor, din cilindrul compresor şi din spaţiul-tampon, care pot surveni la maşini de o mare lungime de construcţie, cum sînt cele de tipul „spre exterior".

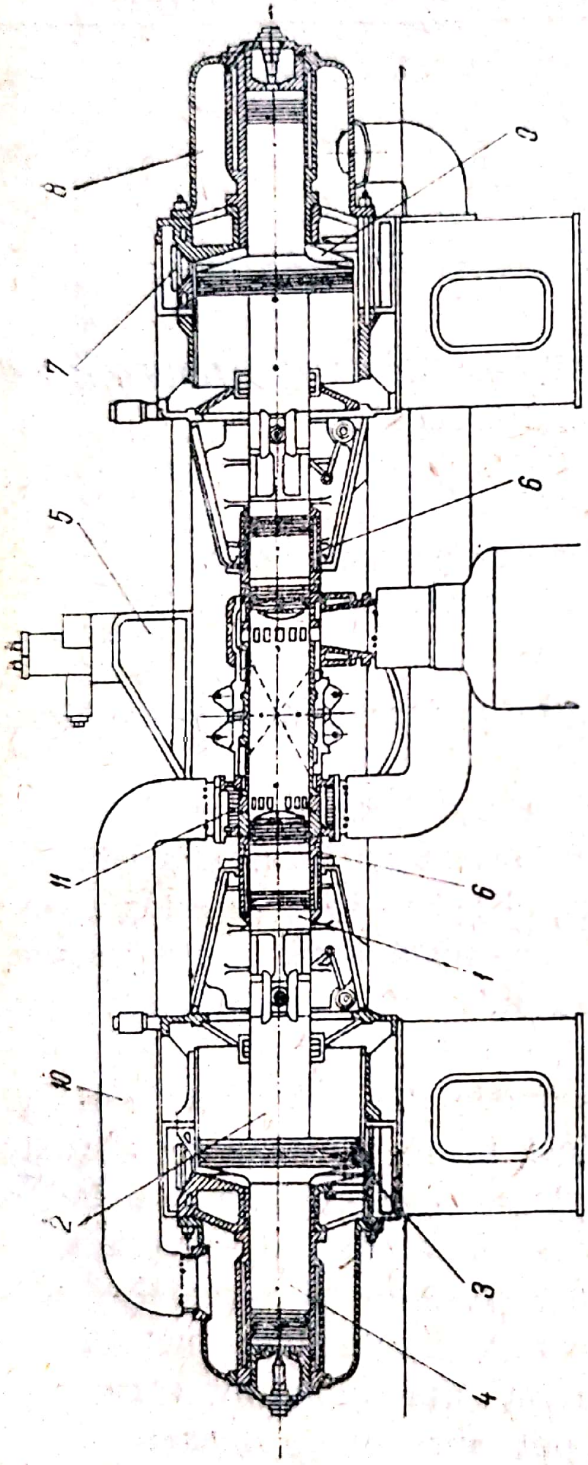


Fig. 119. Generatorul de gaze cu pistoane libere de construcție sovietică.

Cilindrul motor este format din trei părți: o parte centrală *5*, care cuprinde porțiunea mai solicitată a căii de alunecare a pistoanelor, inclusiv orificiile de baleiaj și de evacuare, și două porțiuni de capăt *6*, care adăpostesc treptele motoare ale pistoanelor libere în pozițiile lor din punctul mort exterior.

Dispozitivul de sincronizare în formă de leviere este prins de pistoanele libere în dreptul articulațiilor spațiale. Aerul este admis în cilindrul compresor prin supapele *7* și e refulat în spațiul de colectare *8* prin supapele *9*. Conductele aerului de baleiaj *10* duc aerul refulat din ambele trepte compresoare spre orificiile de baleiaj *11*. Refularea aerului de baleiaj se produce în perioada în care se deschid orificiile de baleiaj, deci în perioada utilă a acestui proces.

Scanned with OKEN Scanner

Datele tehnice ale acestui generator de gaze cu pistoane libere sînt:

— puterea instalației la arborele turbinei	— 475 CP
— diametrul cilindrului motor	— 250 mm
— diametrul cilindrului compresor	— 550 mm
— diametrul cilindrului tampon	— 250 mm
— cursa efectivă la sarcină plină	— 280 mm
— presiunea gazelor de lucru în fața turbinei	— 5 ats
— temperatura gazelor de lucru în fața turbinei	— 500°C
— consumul specific de combustibil	— 172 g/CPh

În prezent se construiesc în Uniunea Sovietică și generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior", la care gazele de lucru acționează cu o presiune de 4,5 kgf/cm^2 și la o temperatură de 475°C. La p. 371 este arătat și un alt tip de generator de gaze cu pistoane libere sovietic folosit la propulsia locomotivelor.

2. Generatorul de gaze cu pistoane libere B.L.H.

În fig. 120 este reprezentată schematic secțiunea longitudinală prin generatorul de gaze, de tipul „spre exterior", Baldwin-Lima-Hamilton, iar în fig. 121 este reprezentată secțiunea reală a acestuia.

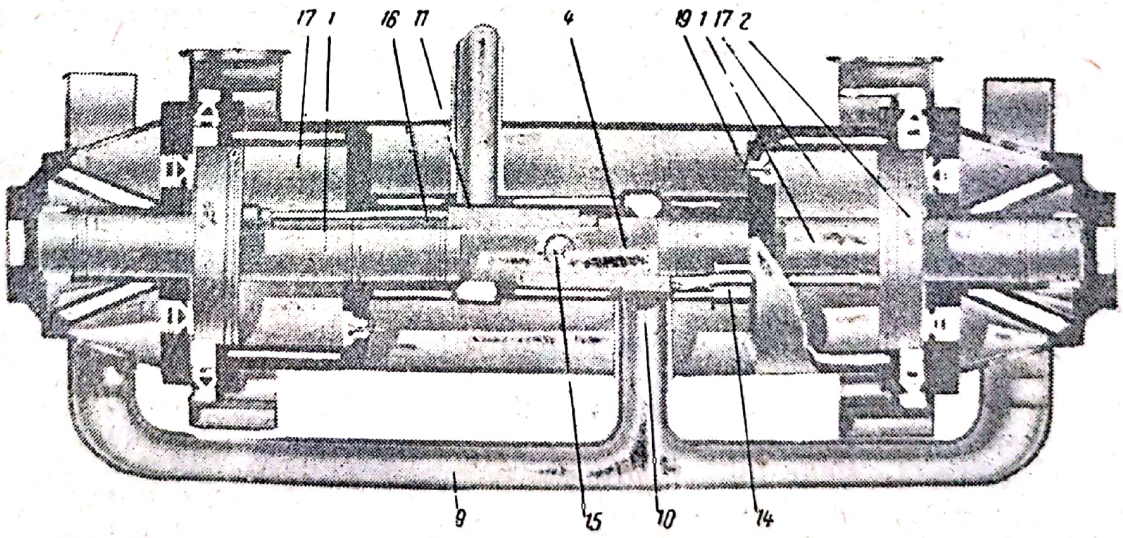


Fig. 120. Reprezentarea schematică în secțiune a unui generator de tipul „spre exterior".

Un piston liber se compune din treapta motoare (într-o bucată cu manșonul de legătură), din treapta compresoare și din treapta-tampon. Elementele de bază ale tuturor celor

trei trepte sînt turnate dintr-o singură piesă. Treapta motoare *1* are în față capul pistonului și porțiunea portsegment, executată ca piesă separată din oțel special termorezistent și răcită în interior cu ulei. Treapta compresoare *2*, de execuție masivă și rezistentă, are în exterior un bandaj portsegment demontabil, iar treapta tampon *3* a pistonului are același diametru ca și treapta motoare.

Cămașa cilindrului motor *4* este confecționată dintr-o singură bucată.

Cămașa cilindrului compresor *5* are la o extremitate supapele de admisiune *6*. Între această cămașă și mantaua *7* circulă apa de răcire. Aerul comprimat este refulat în colectorul de aer prin supapele de refulare *8*. Colectoarele de aer de la ambele capete sînt legate între ele printr-o conductă colectoare *9*, din care pleacă racordul de baleiaj *10*. Gazele arse sînt evacuate prin orificiile de evacuare *11* și prin racordul de evacuare *12*.

Răsucirea pistoanelor libere este împiedicată de tijele de ghidare *13*, legate de treapta de compresiune, și care alunecă în garniturile de etanșare *14*. Tijele de ghidare servesc totodată și la aducerea și evacuarea uleiului de răcire a pistoanelor libere.

Dispozitivul de sincronizare este format din roata dințată *15* și din două cremaliere *16*, prinse de treapta compresoare.

Spre interiorul treptelor compresoare se găsesc spațiile-tampon retur *17*, care comunică cu spațiul carcasei centrale *18* prin supapele *19*.

În secțiunea transversală *B—B* dusă prin centrul mașinii, se văd cele două injectoare *20* și dispozitivul de sincronizare secționat transversal (roata dințată *15* și cele două cremaliere *16*).

Datele tehnice ale generatorului B.L.H.:

— puterea adiabatică a generatorului	— 885 CP
— alezajul cilindrului motor	— 210 mm
— alezajul cilindrului compresor	— 585 mm
— alezajul cilindrului-tampon	— 210 mm
— cursa efectivă la sarcină plină	— 280 mm
— viteza medie a pistoanelor libere	— 9,65 m/s
— frecvența ciclurilor	— 1 035 oscil./min
— debitul gazelor de lucru	— 1,6 kg/s
— presiunea gazelor de lucru înaintea turbinei	— 6,3 ats
— temperatura gazelor de lucru înaintea turbinei	— 700°C
— randamentul generatorului de gaze	— 42%
— randamentul global al mașinii de forță	— 32,3%

Scanned with OKEN Scanner

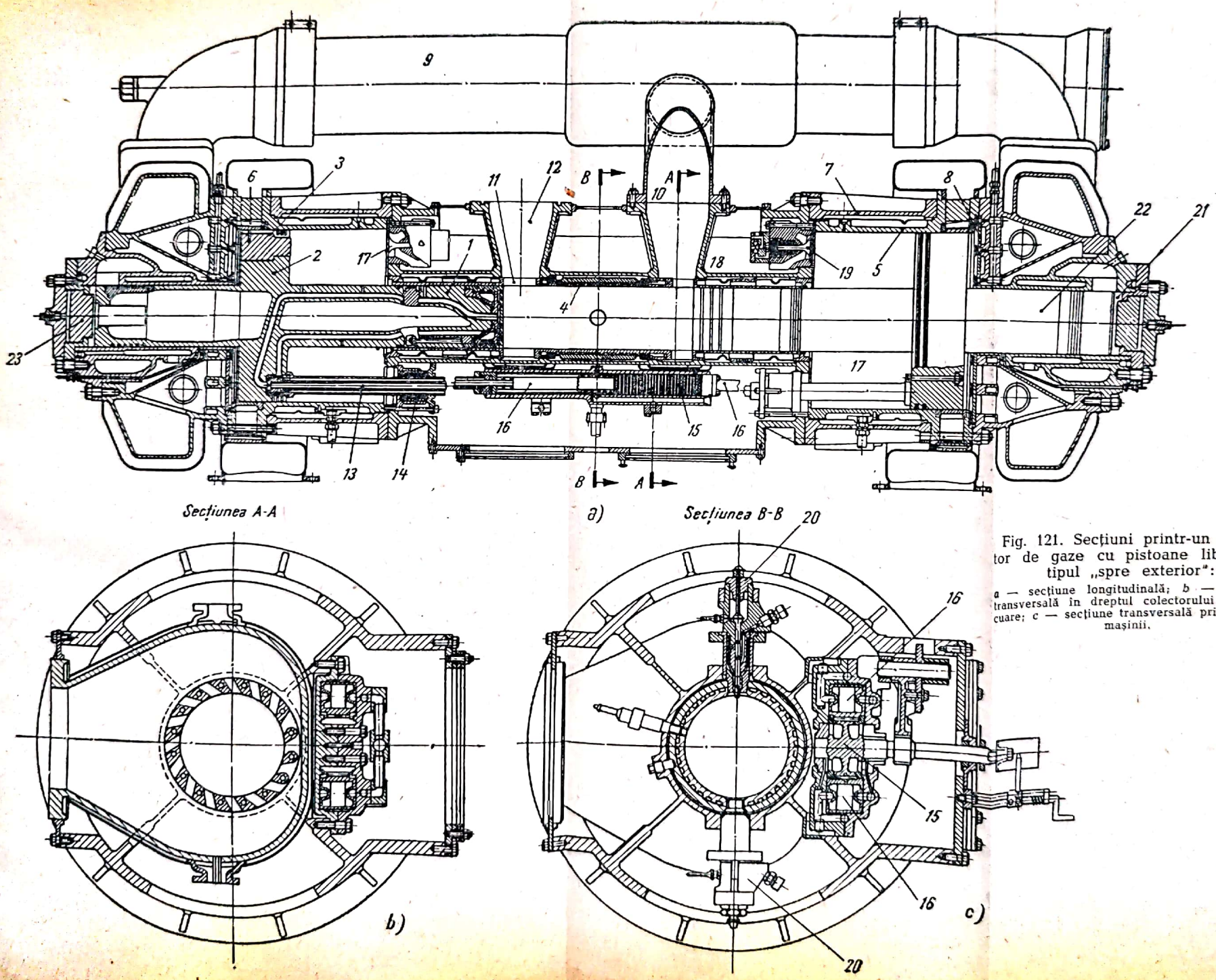


Fig. 121. Secțiuni printr-un generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior":

a — secțiune longitudinală; *b* — secțiune transversală în dreptul colectorului de evacuare; *c* — secțiune transversală prin centrul mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

3. Generatorul de gaze cu pistoane libere C.B.

Un alt generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior", este generatorul Cooper-Bessemer. Construc-

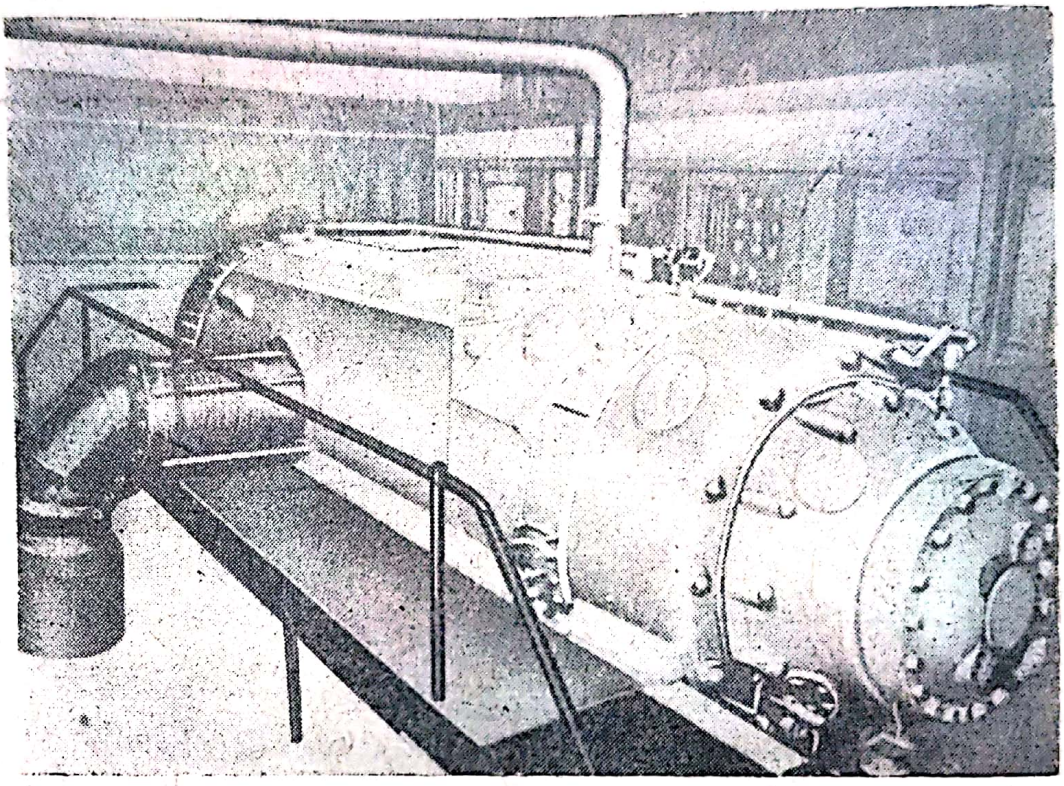


Fig. 122. Vederea unui generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior".

ţia sa se aseamănă mult cu cea a unităţii B.L.H. Fig. 122 reprezintă un astfel de generator.

Datele tehnice ale generatorului C. B. sînt următoarele:

— puterea adiabatică a generatorului	— 1 750 CP
— alezajul cilindrului motor	— 350 mm
— alezajul cilindrului compresor	— 940 mm
— alezajul cilindrului-tampon	— 350 mm
— frecvenţa ciclurilor	— 555 oscil./min
— viteza medie a pistoanelor libere	— 8,3 m/s
— cursa efectivă la sarcină plină	— 470 mm
— debitul gazelor de lucru	— 4 kg/s
— presiunea gazelor de lucru înaintea turbinei	— 5,2 ats
— temperatura gazelor de lucru înaintea turbinei	— 540°C
— randamentul generatorului de gaze	— 45%
— randamentul global al maşinii de forţă	— 37%
— greutatea specifică a instalaţiei	— 13,6 kg/CP

Scanned with OKEN Scanner

II. FORME CU ACȚIUNE SIMPLĂ ȘI CONTRAPISTOANE DE TIPUL „SPRE INTERIOR"

1. Generatorul de gaze cu pistoane libere GS-34

Fig. 123 reprezintă o secțiune printr-o mașină termică cu pistoane libere SIGMA GS-34 de construcție mai veche, iar secțiunea din fig. 124, *a* corespunde noii forme a aceleiași mașini.

În fig. 124, *b* este reprezentată o secțiune transversală prin noua formă a mașinii GS-34.

Forma constructivă

Din fig. 124, *a* și *b* rezultă următoarele detalii constructive. Fiecare piston liber se compune dintr-o treaptă motoare *1*, alcătuită din mai multe părți și răcită cu ulei, dintr-un manșon de legătură *2* de oțel și dintr-o treaptă compresoare *3* de construcție sudată.

Cilindrul motor, răcit numai cu apă, se compune dintr-un inel central forjat *4*, în care sînt montate cele șase injectoare, repartizate uniform pe circumferință, și din două cămăși de cilindru de fontă *5* și *6*.

Cilindrii compresori se compun din două părți: o cămașă de cilindru de fontă *7* și un inel de oțel pe care sînt montate supapele de admisiune *8*. Cilindrul compresor este separat de colectorul de baleiaj prin discul portsupape *9*, răcit cu apă, în care sînt montate supapele de refulare *10*. Cilindrii compresori sînt închiși spre exterior prin capacele bombate *11* în așa fel, încît între pistonul compresor și aceste capace să rămînă un spațiu suficient de mare pentru a cuprinde volumul de aer necesar rearuncării pistoanelor libere.

Scanned with OKEN Scanner

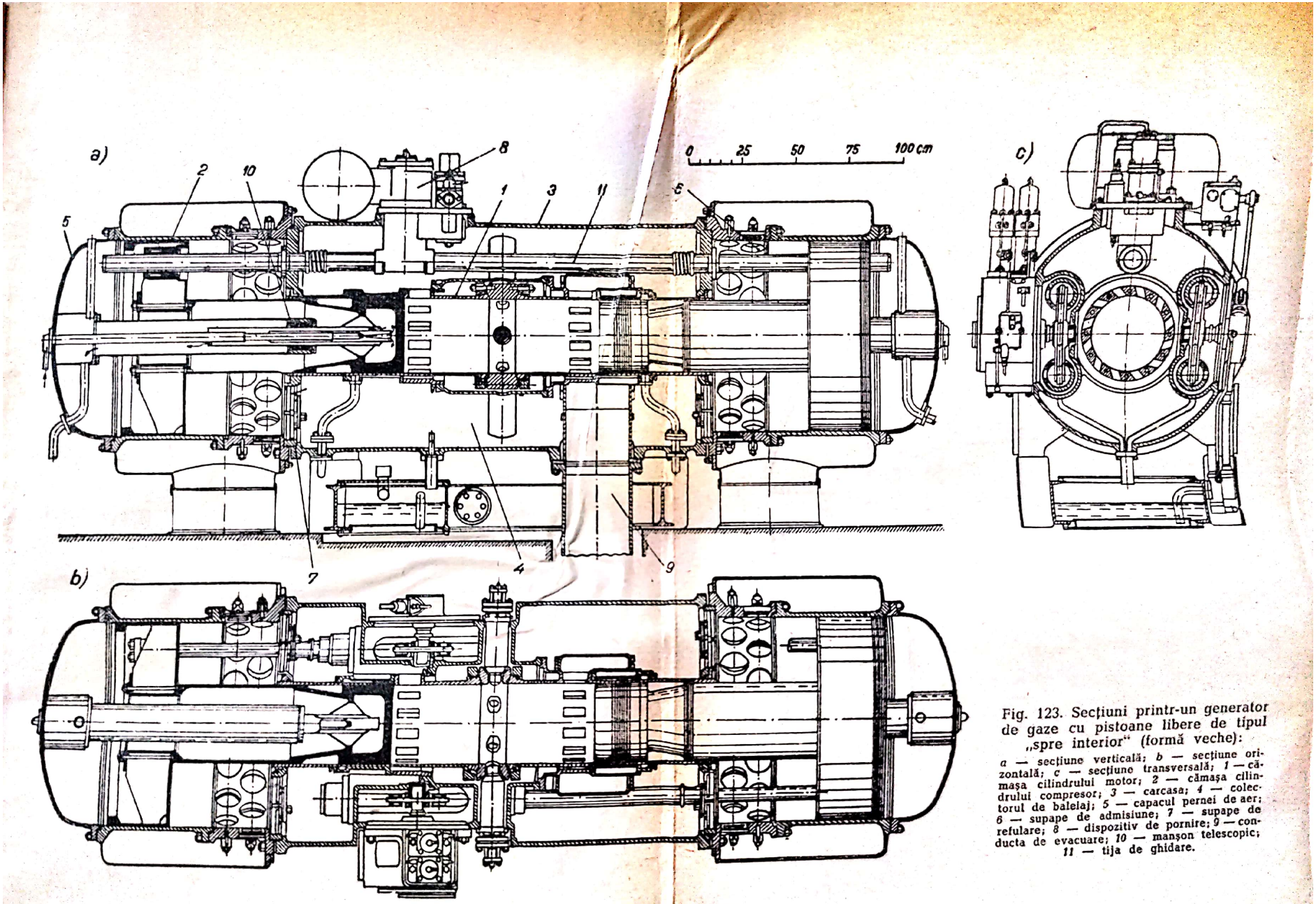


Fig. 123. Secțiuni printr-un generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior" (formă veche):

a — secțiune verticală; *b* — secțiune orizontală; *c* — secțiune transversală; *1* — cămașa cilindrului motor; *2* — cămașa cilindrului compresor; *3* — carcasa; *4* — colectorul de balelaj; *5* — capacul pernei de aer; *6* — supape de admisiune; *7* — supape de refulare; *8* — dispozitiv de pornire; *9* — conducta de evacuare; *10* — manșon telescopic; *11* — tija de ghidare.

Scanned with OKEN Scanner

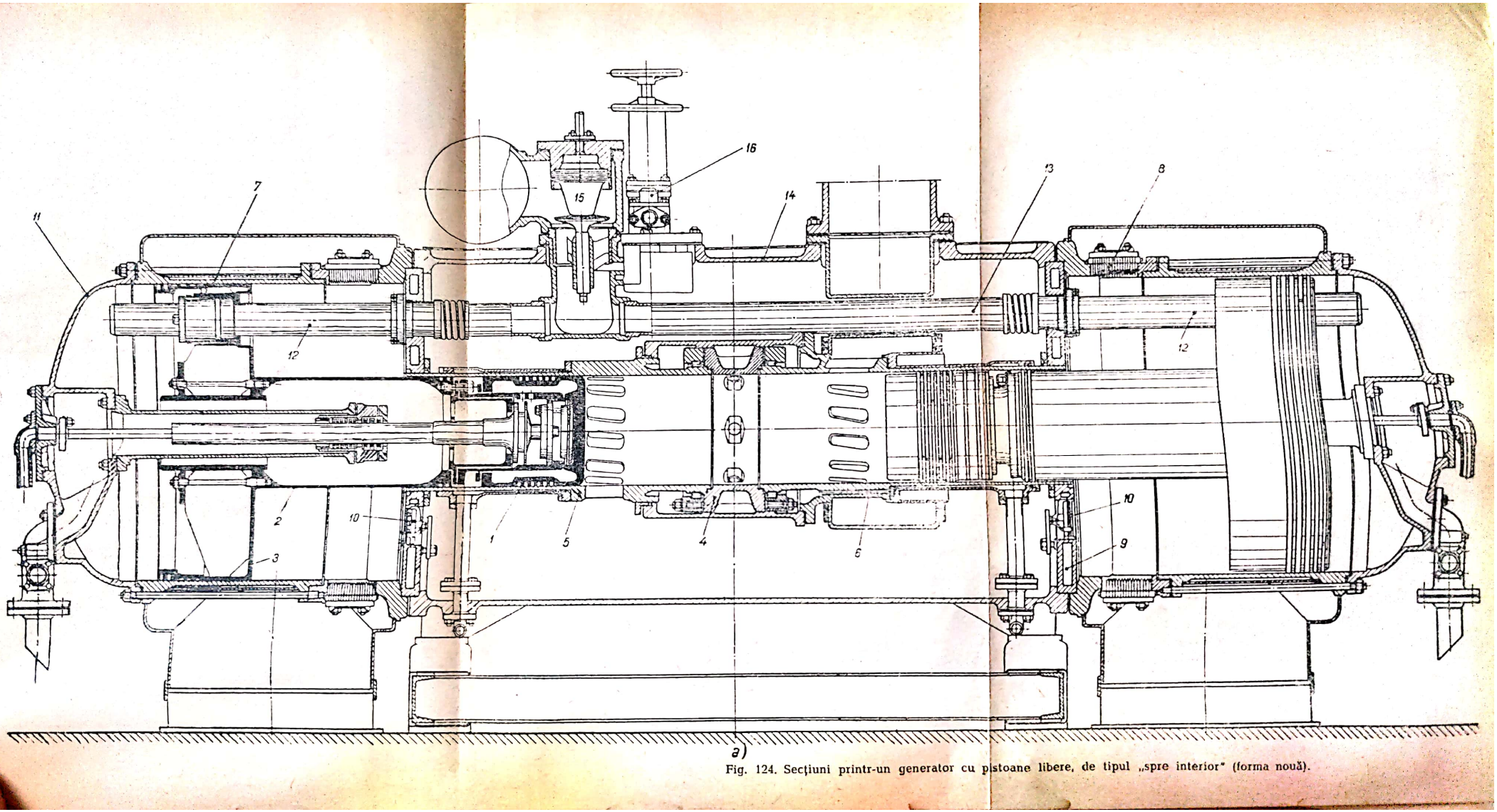
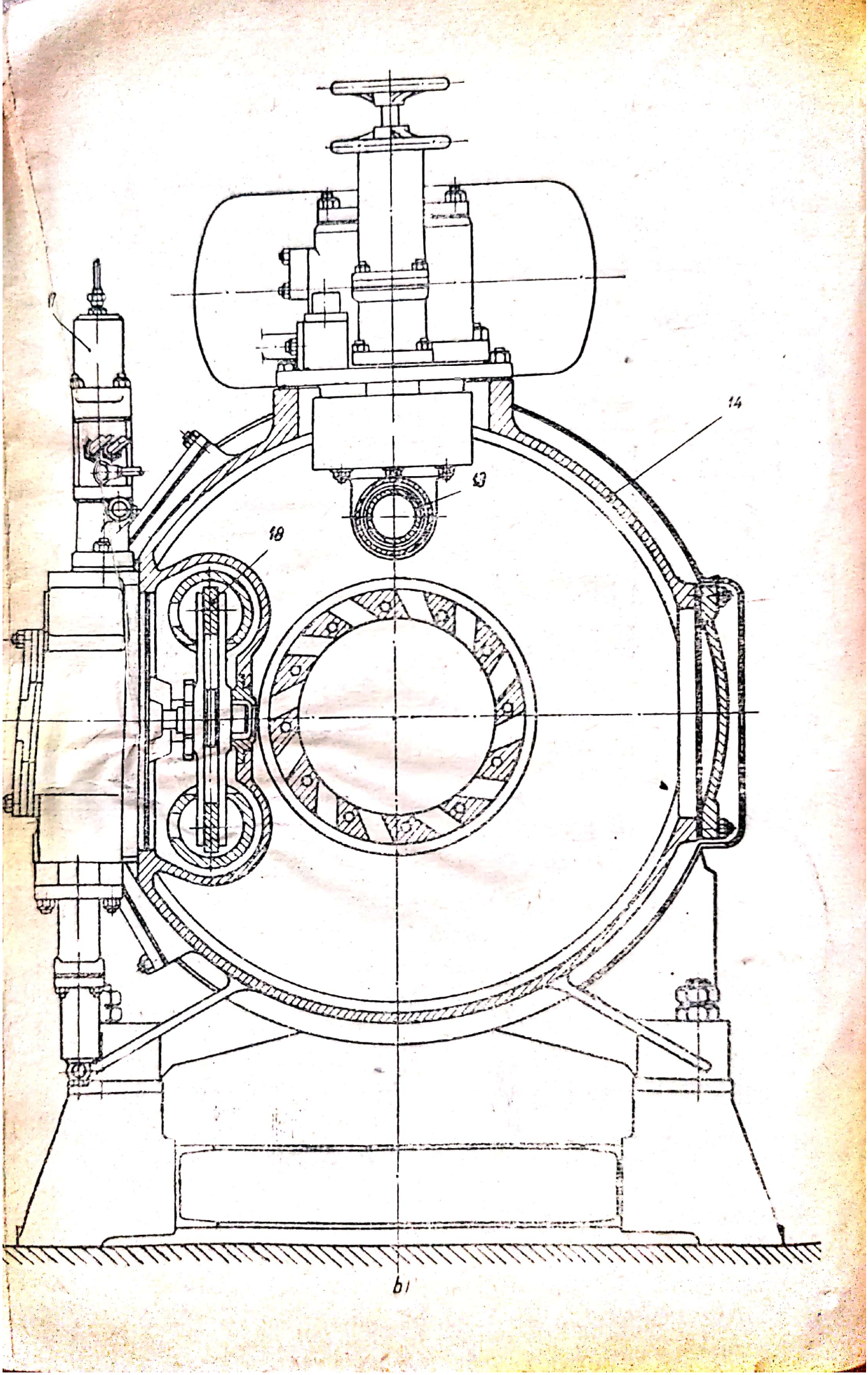


Fig. 124. Secţiuni printr-un generator cu pistoane libere, de tipul „spre interior" (forma nouă).

Scanned with OKEN Scanner


14
18
61

Cele două tuburi de ghidare *12* împiedică răsucirea pistoanelor libere. Împreună cu tubul de joncțiune *13*, ele servesc la egalizarea presiunilor din cele două spații-tampon și la trecerea aerului de pornire.

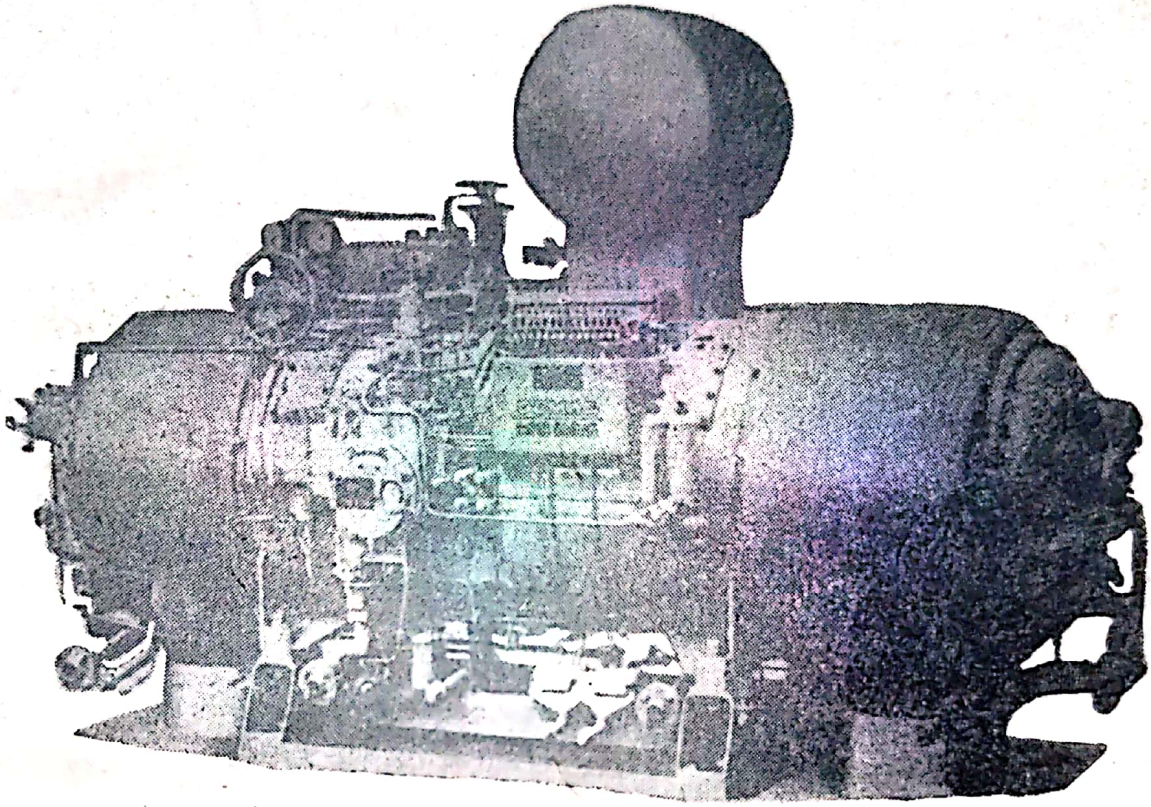


Fig. 125. Vederea unui generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior" cu aspirație inferioară a aerului.

Carcasa centrală a mașinii *14* este o construcție combinată din oțel turnat și piese sudate, avind la mijlocul ei o piesă pentru fixarea cilindrului motor.

Deasupra mașinii sînt montate dispozitivul de pornire *15* și stabilizatorul *16*, iar pompa de injecție *17* este montată lateral. Această formă de generator are un singur dispozitiv de sincronizare *18*.

Aerul este aspirat prin cele două manșoane inferioare în spațiile inelare din jurul cilindrilor compresori (fig. 124, *a* și 125). În fig. 126, este reprezentată o mașină cu aspirația aerului în partea superioară a mașinii. În figură se văd spațiile care cuprind filtrele de aer.

Scanned with OKEN Scanner

În urma experimentării unităților GS-34 aflate în exploatare de mai mulți ani și a încercărilor de laborator, s-au putut aduce importante ameliorări constructive acestei forme de

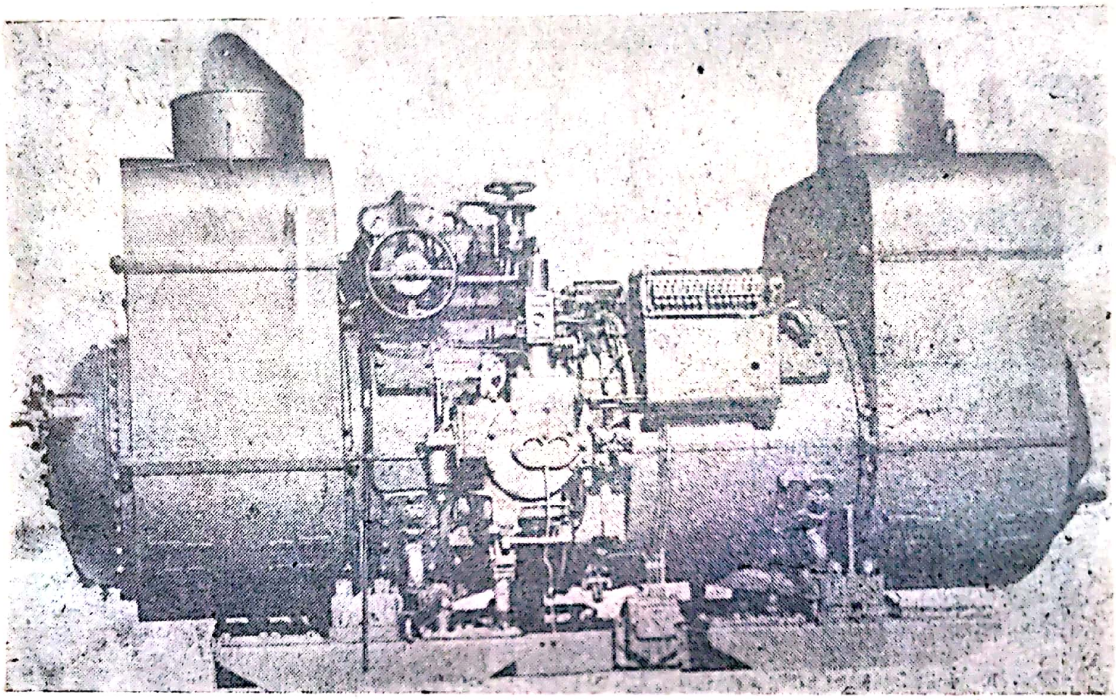


Fig. 126. Vederea unui generator de gaze cu pistoane libere cu aspirația superioară a aerului.

mașină termică cu pistoane libere. Astfel au fost aduse modificări următoarelor elemente.

a) La treapta motoare a pistonului liber:

— modificarea formei cu ameliorarea răcirii porțiunii portsegment.

b) La cilindrul motor:

— ameliorarea răcirii inelului portinjector;

— îmbunătățirea formei orificiilor de baleiaj și evacuare.

c) La cilindrul compresor:

— modificarea asamblării cămășii cilindrului;

— înlocuirea supapelor-disc cu supape-lamele;

— răcirea plăcii portsupape de refulare.

d) La dispozitivul de sincronizare:

— utilizarea unui singur grup de leviere de sincronizare.

e) La sistemul de injecție:

— folosirea unei singure pompe de injecție în locul a două, respectiv trei pompe.

f) La stabilizator:

— modificări constructive și principiale (ale caracteristicii) descrise pe larg în capitolul reglajului.

În timpul unor încercări de durată cu funcționarea în plină sarcină, la care s-a folosit un combustibil greu — păcură, s-au putut constata următoarele uzuri la cămașa cilindrului și la segmenți, raportate la o funcționare de 1 000 ore:

În partea evacuării		În partea admisiunii	
Segmentul *1*	— 0,31 mm	Segmentul *1*	— 0,28 mm
Segmenții *2-6* (valori medii)	— 0,09 mm	Segmenții *2-6* (valori medii)	— 0,05 mm
Cilindru	— 0,2 mm	Cilindru	— 0,14 mm

Prin îmbunătățiri aduse în ultima vreme, uzurile au putut fi reduse la 0,22 mm pentru primul segment din partea evacuării și la 0,14 mm pentru același segment din partea admisiunii (a intrării aerului de baleiaj), uzura cilindrului motor fiind încă imperceptibilă.

Datele tehnice ale generatorului de gaze cu pistoane libere GS-34 sînt următoarele:

— puterea adiabatică a generatorului	— 1 250 CP
— puterea utilă la arborele turbinei	— 1 000 CP
— alezajul cilindrului motor	— 340 mm
— alezajul cilindrului compresor	— 900 mm
— cursa maximă socotită la un singur piston	— 550 mm
— cursa efectivă la sarcina plină	— 455 mm
— viteza medie a pistonului	— 9 m/s
— frecvența ciclurilor	— 600 oscil./min.
— debitul gazelor de lucru	— 4,87 kg/s
— presiunea gazelor de lucru înaintea turbinei la sarcină plină	— 3 ats
— temperatura gazelor de lucru înaintea turbinei la sarcină plină	— 430°C
— temperatura gazelor după turbină la sarcină plină	— 230°C
— felul combustibilului: motorină-păcură	
— consumul specific de combustibil	— 185 g/CPh
— greutatea generatorului de gaze	— 8 t
— lungimea totală	— 4,15 m
— lățimea	— 1,10 m

Scanned with OKEN Scanner

2. Generatorul de gaze cu pistoane libere CS-75

Generatorul de gaze cu pistoane libere Alan-Muntz CS-75 este o construcție care a fost dezvoltată din generatorul GS-34, fiind adaptată unor dimensiuni și puteri puțin mai mici.

După cum se vede în fig. 127, treapta motoare *1* a pistonului liber este executată dintr-o singură bucată (ceea ce este ușor de realizat la dimensiunile mai mici ale acestei mașini). Ea este prevăzută cu nervuri interioare pronunțate de întărire, avînd rolul de intensificare a răcirii. Manșonul de legătură de oțel *2* se aseamănă cu cel al mașinii GS-34. Treapta de compresiune *3* a pistonului liber este executată din piese sudate, obținîndu-se prin aceasta o suficientă rigiditate a construcției la o greutate redusă.

Cilindrul motor *4* este executat dintr-o singură bucată. La construcția CS-75 s-a ținut seamă de posibilitatea unei ușoare asamblări, respectiv montări a manșoanelor spațiilor de răcire (un manșon central și două laterale).

Cilindrul compresor este construit ca la unitatea GS-34, dintr-o cămașă de fontă *5* pe lungimea cursei pistonului și dintr-un inel *6* cu supapele de admisiune *7*.

Supapele de refulare *8* sînt montate în discul portsupape *9*, de data aceasta nerăcit, din cauza dimensiunilor mai mici ale discului.

Partea centrală a carcasei mașinii este executată aproape în întregime numai din piese sudate și, în general, la această mașină poate fi observată tendința modernă de execuție în construcție sudată.

Dispozitivul de sincronizare se compune din roata dințată *10* și din cele două cremaliere *11*, fixate de treptele de compresiune ale pistoanelor libere.

Dispozitivul de pornire este prevăzut și aici cu un mic rezervor *12*, pentru dozarea cantității aerului de pornire. Insuflarea aerului de pornire în cele două trepte-tampon se efectuează prin conducta exterioară *13*. Aceeași conductă servește și la egalizarea presiunilor din cele două spații-tampon.

Datele tehnice ale generatorului de gaze cu pistoane libere Alan-Muntz CS-75 sînt următoarele:

— puterea adiabatică a generatorului	— 420 CP
— alezajul cilindrului motor	— 190,6 mm
— alezajul cilindrului compresor	— 527 mm
— cursa efectivă la sarcină plină	— 241 mm

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

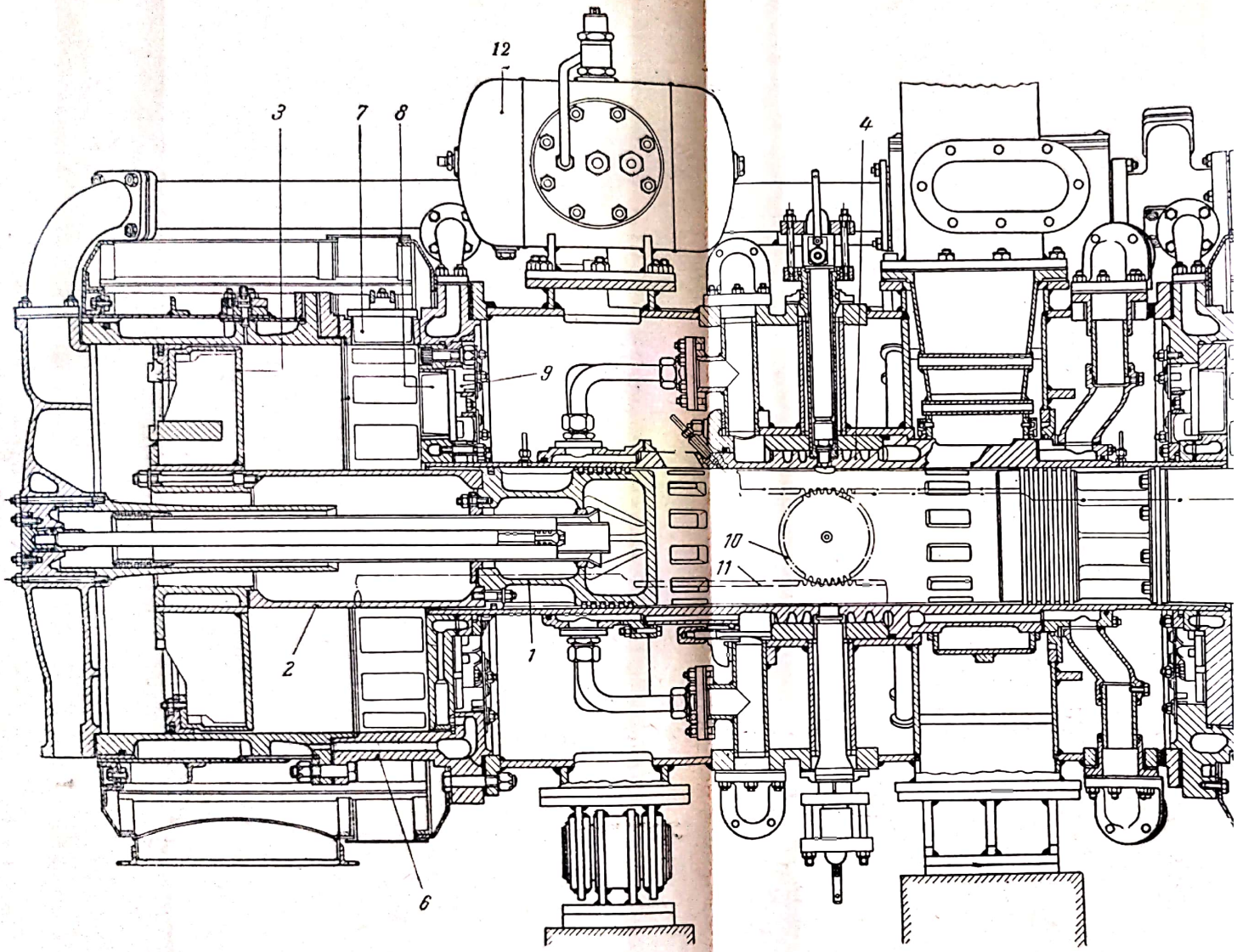


Fig. 127. Secțiune prin-tr-un generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior“ (420

— viteza medie a pistonului liber	— 8 m/s
— frecvența ciclurilor	— 1 000 oscil./min
— presiunea gazelor de lucru înaintea turbinei	— 3,1 ats
— temperatura gazelor de lucru înaintea turbinei	— 465°C
— randamentul generatorului de gaze	— 42%
— greutatea specifică a generatorului	— 4,5 kg/CP

3. Generatorul de gaze cu pistoane libere GMR 4-4 Hyprex

Acest generator a fost executat după proiectele SEME, fiind destinat propulsiei autovehiculelor.

Generatorul de gaze GMR 4-4 este un agregat jumelat, adică are un carter comun, un racord de admisiune și o conductă de evacuare comună pentru cele două ansambluri complete de cilindri, montate în paralel. Funcționarea în cuplaj jumelat a devenit posibilă prin dirijarea evacuării într-un colector comun și prin defazarea celor două mașini componente cu ajutorul unui dispozitiv automat pneumatic defazor, descris în paragraful funcționării în paralel din capitolul reglajului. În același paragraf au fost menționate avantajele care rezultă dintr-o astfel de funcționare.

Fig. 128 reprezintă o secțiune transversală prin grupul jumelat GMR 4-4. Carcasa comună corespunde totodată colectorului de baleiaj *1*. Camera de ardere a cilindrilor motori *2* cuprinde cîte două injectoare. La funcționarea în sarcină redusă, spațiul comun de admisiune *3* este pus în legătură cu colectorul de baleiaj *1* prin supapa de recirculație *7*. Cele două dispozitive de sincronizare *4* sînt dispuse pe ambele laturi ale mașinii. De la aceste dispozitive sînt acționate cele două pompe de combustibil *6*, reglate simultan prin tija comună *5*. Fig. 129 reprezintă o vedere a mașinii jumelate.

Datele tehnice ale mașinii GMR 4-4 sînt următoarele:

— puterea la arborele turbinei	— 250 CP
— alezajul cilindrului motor	— 101,6 mm
— alezajul cilindrului compresor	— 279,4 mm
— cursa efectivă la sarcină plină	— 127 mm
— viteza medie a pistonului liber	— 10 m/s
— frecvența oscilațiilor pistoanelor libere	— 2 400 oscil/min
— presiunea gazelor de lucru în fața turbinei	— 3 ats
— temperatura gazelor de lucru în fața turbinei	— 480°C
— consumul specific de combustibil	— 202 g/CPh
— randamentul global	— 31,5%

Scanned with OKEN Scanner

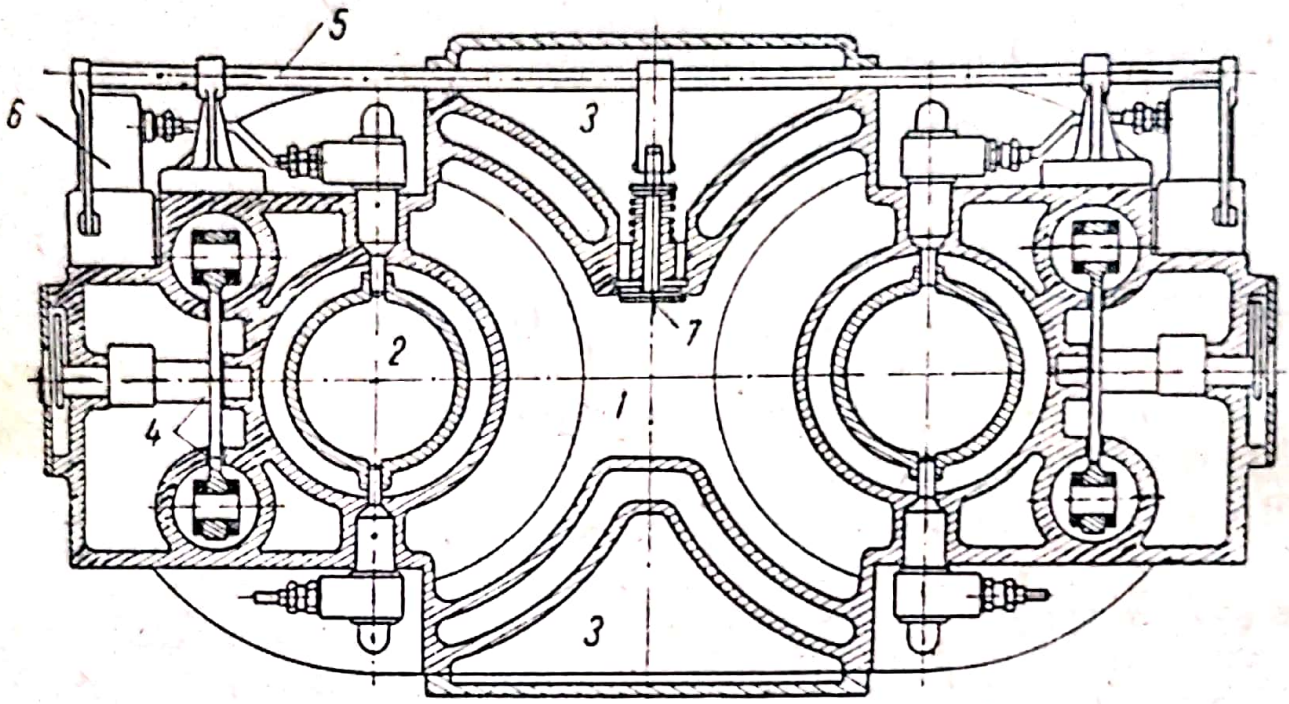


Fig. 128. Secțiune transversală printr-un generator de gaze cu pistoane libere jumelate — GRM 4-4 Hyprex.

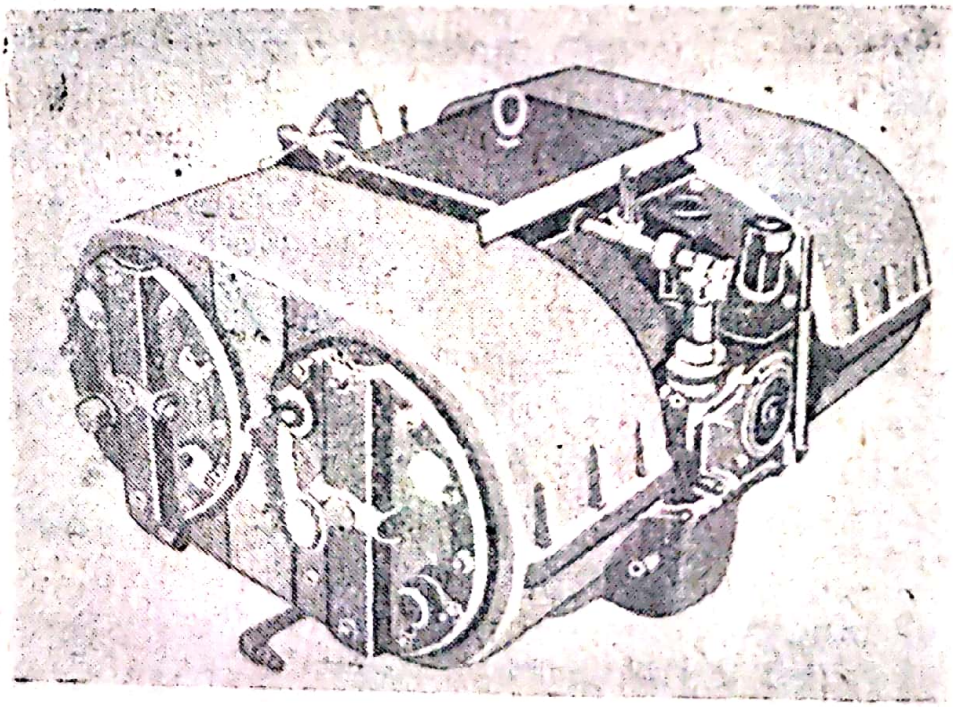
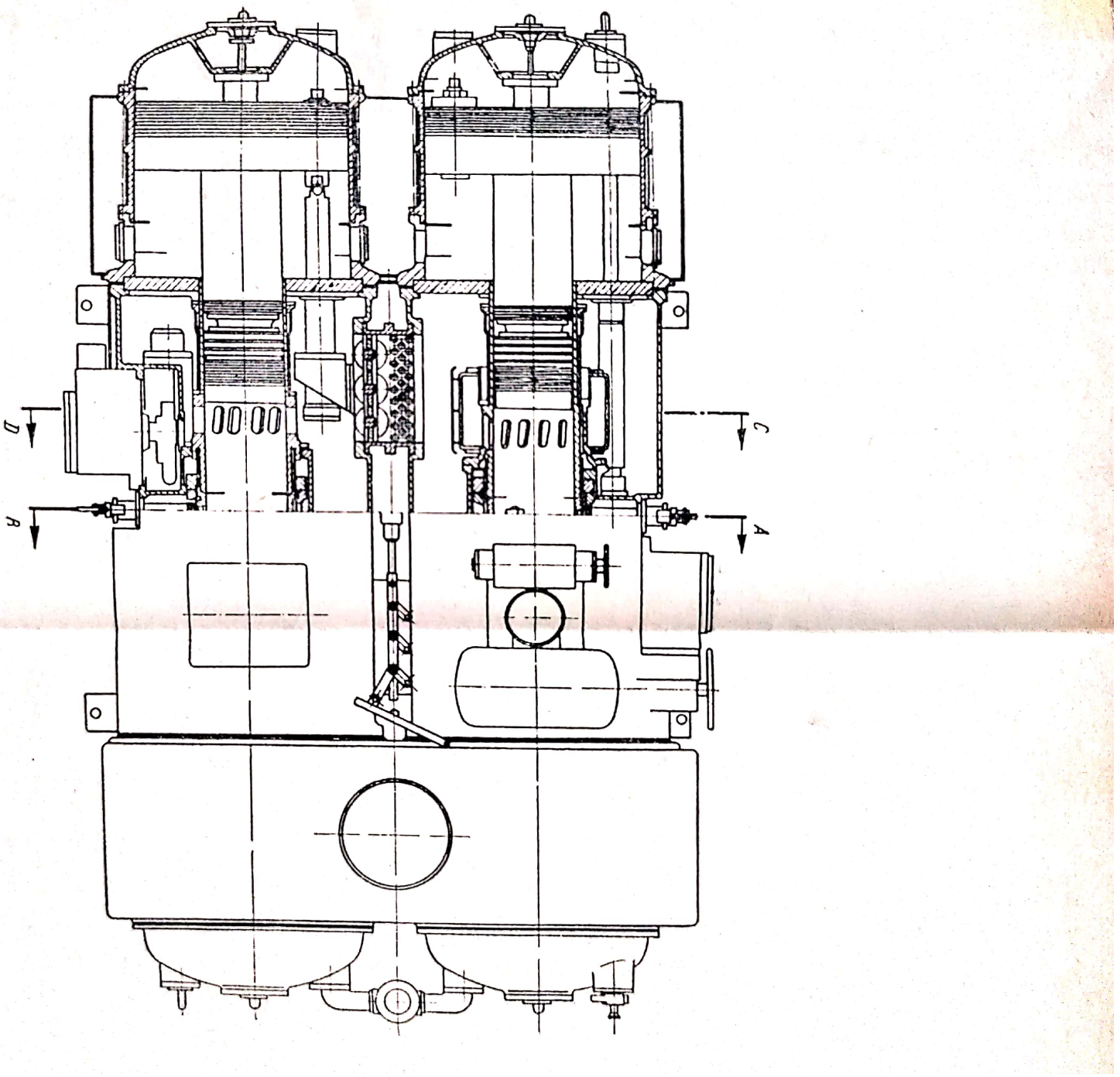
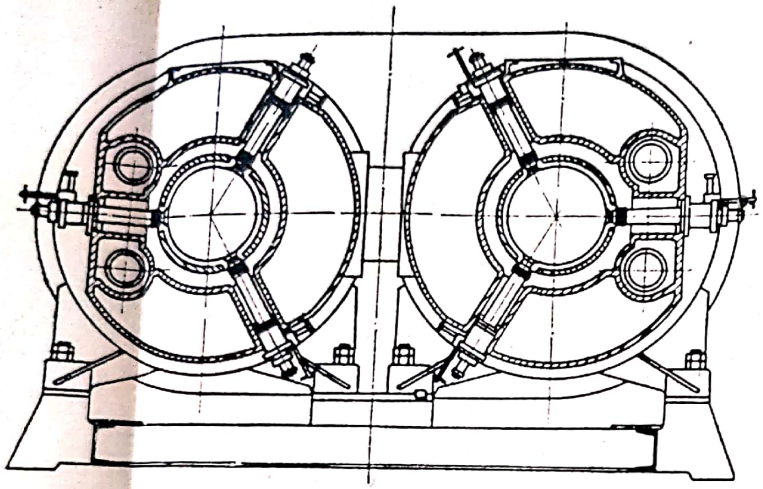


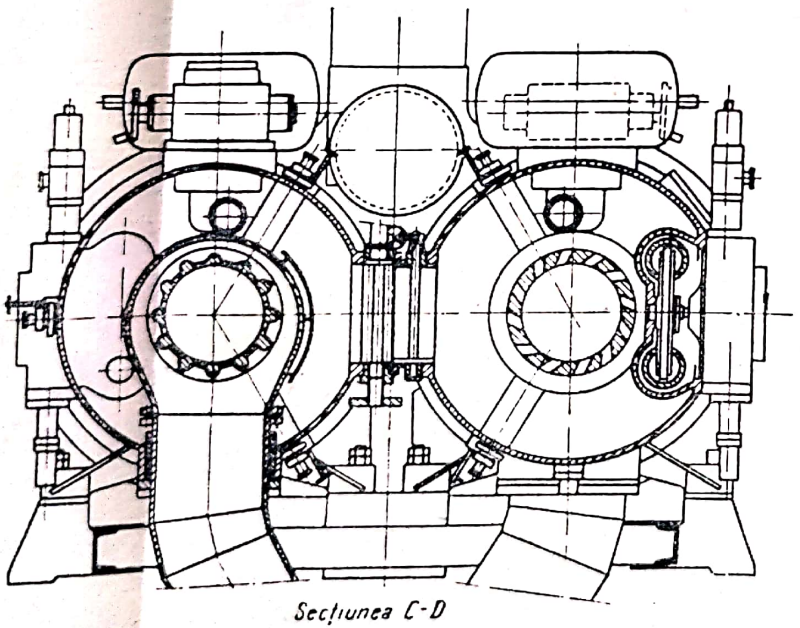
Fig. 129. Vederea generatorului de gaze cu pistoane libere din fig. 128.

Scanned with OKEN Scanner


D
A
C
A

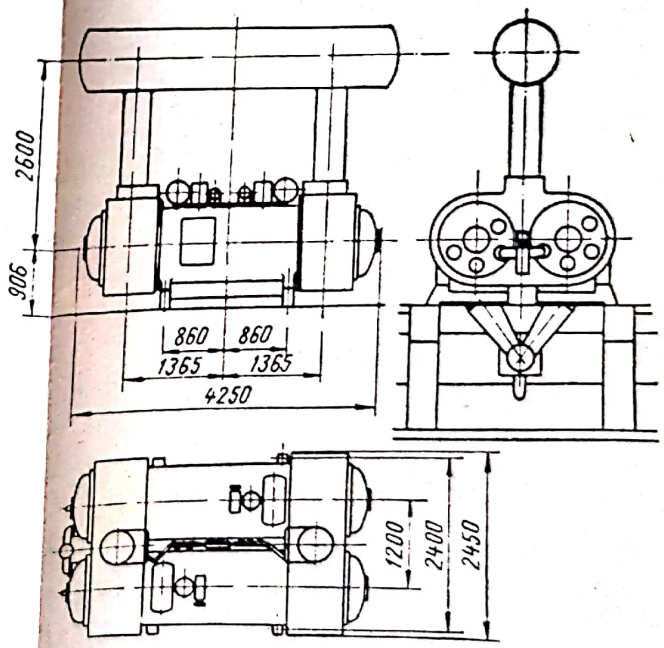


Secțiunea A-B



Secțiunea C-D

Fig. 130. Generatorul de gaze cu pistoane libere SIGMA GS 2×34 (jumelat).



Scanned with OKEN Scanner

4. Generatorul de gaze cu pistoane libere SIGMA GS 2×34 (jumelat)

În scopul măririi puterii și SIGMA construiește tipul GS 34 în dispoziție jumelată. Prin aceasta puterea crește teoretic de la 1 250 la 2 500 CP de partea gazului; practic, însă, poate fi obținut încă un spor de 10%, prin îmbunătățirea proceselor de curgere. Această mașină jumelată este reprezentată în fig. 130.

5. Generatorul de gaze cu pistoane libere Ford

Acest generator reprezintă cea mai mică unitate de forță cu pistoane libere, fiind destinat în primul rînd propulsiei autovehiculelor. În fig. 131 este redată o vedere a acestei unități mici de tipul „spre interior". Carcasa centrală *1* executată din piese sudate, care adăpostește cilindrul motor,

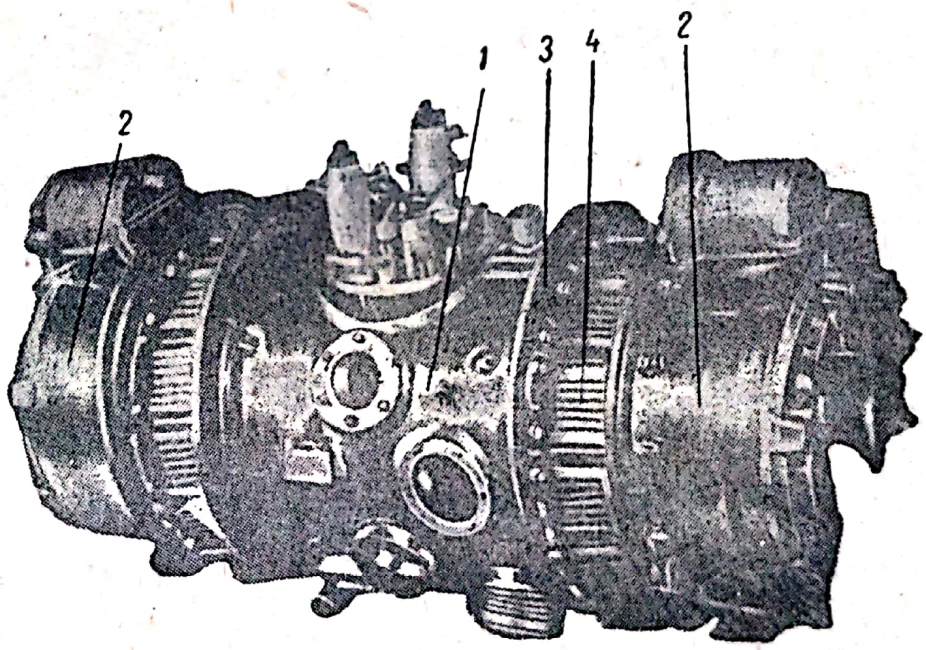


Fig. 131. Vederea generatorului de gaze cu pistoane libere Ford.

poartă la ambele capete cei doi cilindri compresori *2*. Și aici se văd la ambele capete cele două inele portsupape *3* și supapele de admisiune cu lamele *4*. Supapele de refulare sînt de asemenea de formă lamelară.

Fig. 132 reprezintă o secțiune longitudinală printr-o instalație de forță cu pistoane libere Ford. Mașina, avînd contrapistoane, folosește fante de baleiaj oblice, astfel că aerul de baleiaj primește o mișcare tangențială în cilindrul motor.

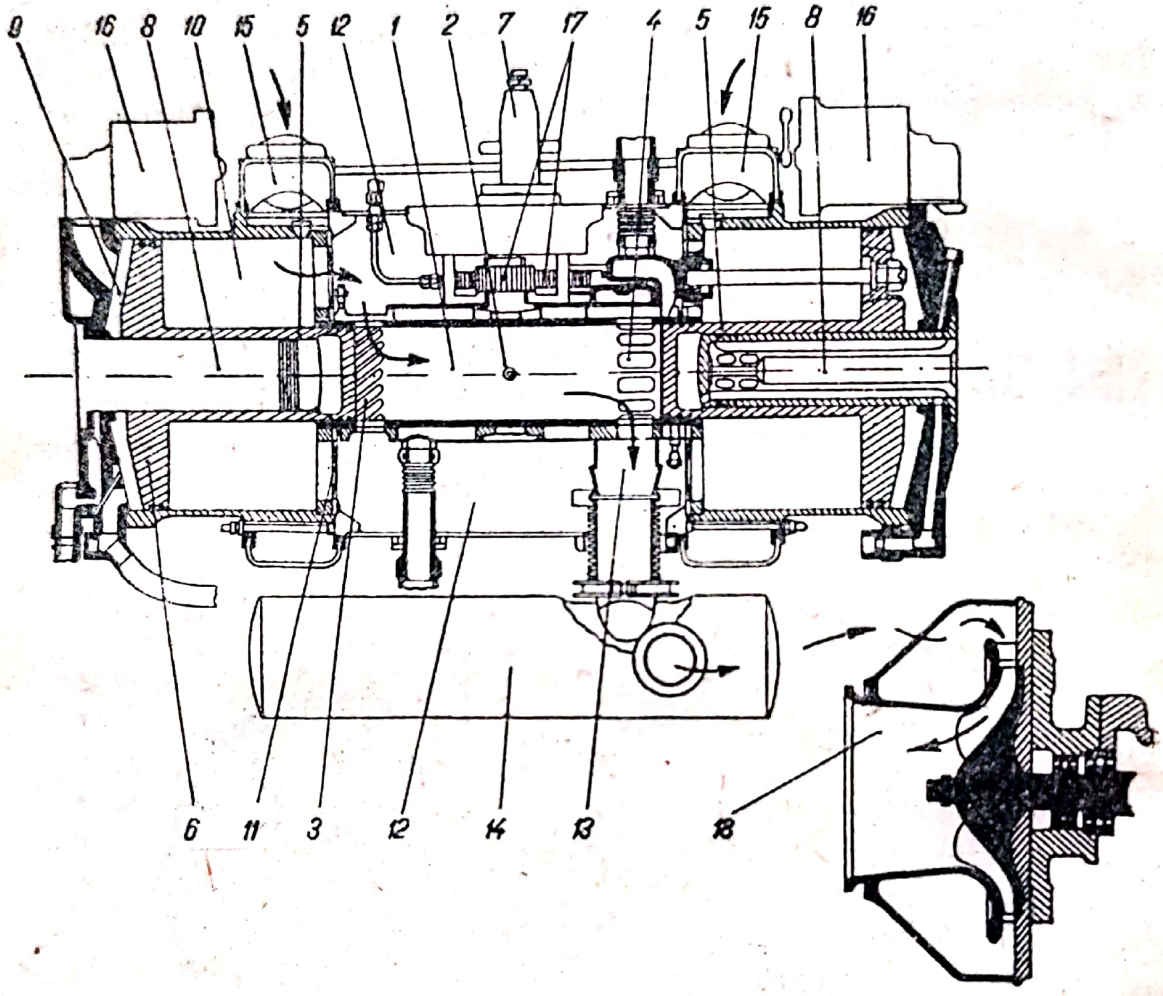


Fig. 132. Generatorul de gaze cu pistoane libere Ford; secțiune longitudinală:

1 — cilindrul motor; *2* — injector; *3* — orificii de baleiaj; *4* — orificii de evacuare; *5* — treapta motoare a pistonului liber; *6* — treapta compresoare a pistonului liber; *7* — pompă de injecție; *8* — ghidarea pistoanelor; *9* — spațiul tampon; *10* — cilindrul compresor; *11* — supape de refulare; *12* — colector de baleiaj; *13* — racord de evacuare; *14* — colector de evacuare; *15* — intrarea aerului; *16* — dispozitiv de pornire; *17* — dispozitiv de sincronizare cu cremalieră; *18* — turbină cu gaze.

Ghidarea pistoanelor libere 5 are loc în formă de ghidare centrală interioară, prin intermediul a două fusuri de ghidare, *8*, fixate de pereții pernelor de aer. Sincronizarea mersului pistoanelor libere se obține prin intermediul unui pinion

și două cremaliere, *17*, fixate de pistoanele libere, care împiedică în același timp răsucirea pistoanelor prin intermediul ghidajelor lor.

Aspirația aerului în cilindrul compresor are loc prin 144 supape de aspirație cu lamele, dispuse în 24 grupe a cîte 6 buc. Între cilindrul compresor și colectorul de baleiaj se găsesc de fiecare parte a cilindrului 40 supape de refulare.

Injecția combustibilului are loc tangențial prin două ajutaje, *2*, cu cîte trei orificii. Două pompe, *7*, acționate de came drepte fixate de tijele de sincronizare, refulează combustibilul cu 420 at la injectoare.

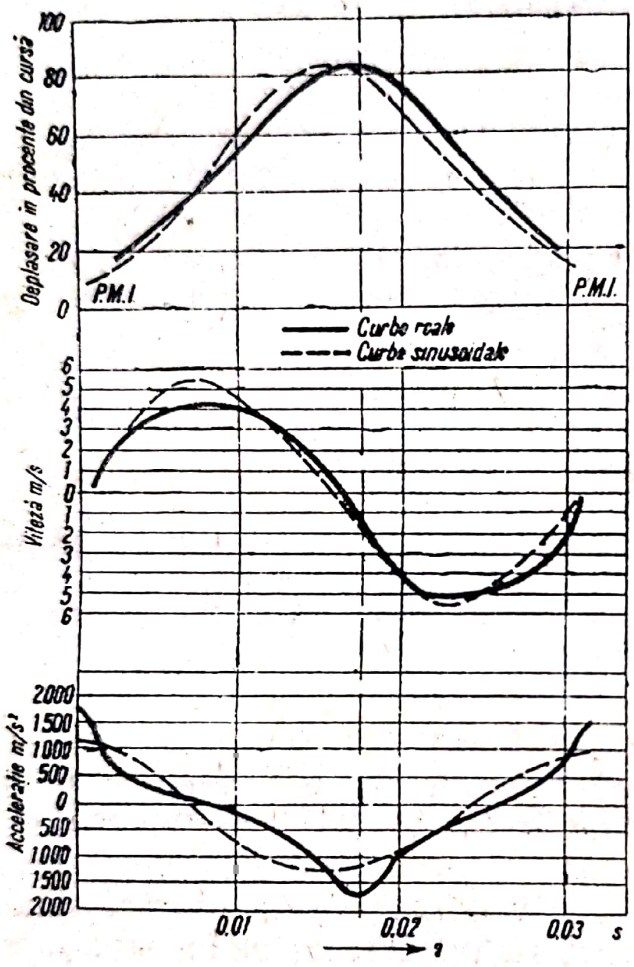
Pornirea generatorului de gaze cu pistoane libere se face prin aer comprimat, introdus în spațiile tampon. Înaintea pornirii, pistoanele libere sînt aduse în poziția de pornire (poziția punctului mort exterior) cu ajutorul unei pompe de vid, prin care se realizează o golire parțială a spațiilor-tampon și deci un efect de aspirație asupra pistoanelor libere.

Răcirea pistoanelor de lucru are loc, ca de obicei, cu ulei de răcire, întrebuințat și la ungerea pistoanelor de compresor. Ungerea treptelor motoare are loc independent de aceasta, cu ajutorul unei pompe de ulei separate.

Generatorul de gaze cu pistoane libere Ford nu are un stabilizator propriu-zis. Asigurarea posibilității de funcționare în condiții de sarcină variabilă este soluționată simplu, prin aceea că, începînd de la jumătatea cursei spre interior, spațiul-tampon este pus în legătură cu colectorul de evacuare prin orificii comandate de piston. Prin aceasta, constanta de arcuire a pernei de aer este adaptată sarcinii mașinii, obținîndu-se o poziție de lucru a pistoanelor libere acceptabilă. Afară de aceasta, la sarcini parțiale, aerul aspirat în cilindrul compresor este laminat prin intermediul poziției cremalierei de reglare a pompei de injecție. Prin aceasta se obține un raport mai mare de compresiune și temperaturi mai înalte ale aerului comprimat, ceea ce favorizează aprinderea combustibilului la sarcini parțiale.

În exploatare s-a atins cu acest generator de gaze cu pistoane libere la sarcină plină un consum de combustibil de 200 g/CPh, corespunzător unui randament global de 31,5%. Admițînd randamentul turbinei 80%, rezultă un randament al generatorului de gaze de 40%.

Încercările inițiale au fost făcute cu un generator de gaze cu pistoane libere, foarte mic, de numai 10 CP, care funcționa la 3 600 oscil./min.



Curbele din fig. 133 indică performanțele mașinii cu pistoane libere Ford.

Datele tehnice ale acestui generator sînt următoarele:

— puterea la arborele turbinei — 160 CP
— alezajul cilindrului motor — 95 mm
— alezajul cilindrului compresor — 280 mm
— cursa pistoanelor libere — 107—173 mm
— presiunea din fața turbinei — 3,6 ats
— frecvența oscilațiilor pistoanelor libere — 2 400 oscil/min.

Fig. 133. Diagrame caracteristice ale generatorului de gaze cu pistoane libere din fig. 131 și 132.

Scanned with OKEN Scanner

III. MAȘINI TERMICE CU PISTOANE LIBERE CARE FUNCȚIONEAZĂ CU ACȚIUNE DUBLĂ

Toate formele de mașini termice construite, descrise mai sus, funcționează cu acțiune simplă. După cum s-a arătat încă la începutul lucrării, mașinile termice cu pistoane libere pot funcționa și cu acțiune dublă.

1. Mașina termică cu pistoane libere care funcționează cu acțiune dublă

Un exemplu de mașină termică cu pistoane libere care funcționează cu acțiune dublă îl reprezintă mașina termică cu pistoane libere dezvoltată de Mércier [stația experimentală a centralei de la Arrighi (Franța)].

În fig. 134 sînt reprezentate secțiunile longitudinală și transversală prin această mașină destul de complicată. În secțiunea transversală, *1*, *2*, *3* și *4* reprezintă cei patru cilindri motori de diametru mic, *5* — cilindrul compresor de aer de joasă presiune, *7* — cilindrul compresor de aer de medie presiune și *8* — cel de înaltă presiune. Cilindrul compresor pentru aerul de baleiaj este reprezentat prin *6*. Secțiunea longitudinală din stînga reprezintă o jumătate de secțiune prin cilindrii compresori de joasă presiune *5* suprapuși și prin cilindrii motori *3* suprapuși. Toate pistoanele sînt legate, prin intermediul unor tije, în trei juguri *9*, *10* și *11*, mobile și legate între ele prin dispozitivul de sincronizare *12*. Cilindrii sînt montați fix în carcasa mașinii.

Prin dispoziția semnalată mașina funcționează în toate treptele cu contrapistoane, avînd o perfectă echilibrare a maselor în mișcare.

Scanned with OKEN Scanner

Partea motoare funcționează după ciclul prin compresiune Diesel, iar baleiajul cilindrilor motori se efectuează în echicurent. S-a ales repartizarea puterii la patru cilindri mo-

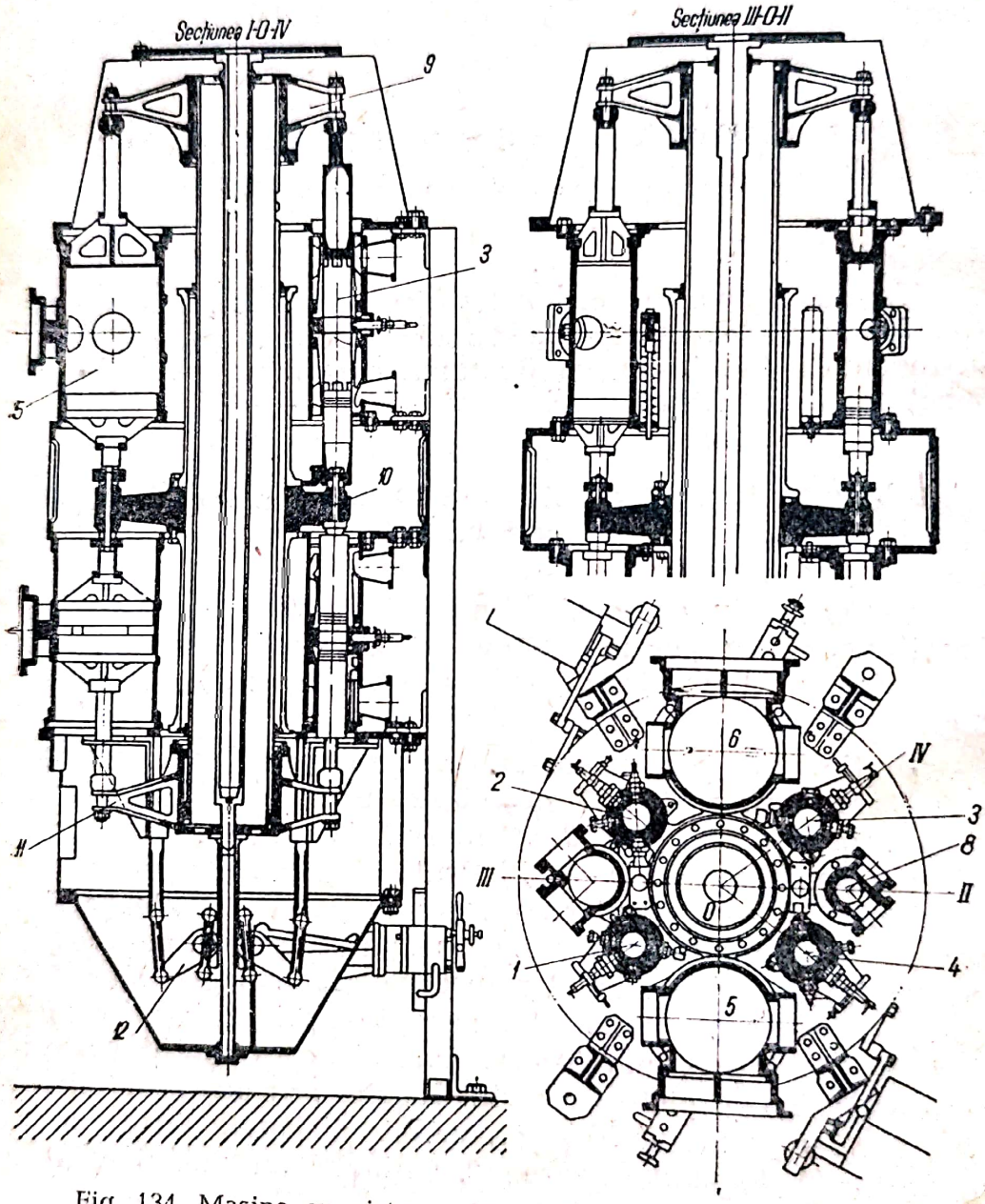


Fig. 134. Mașina cu pistoane libere lucrînd cu acțiune dublă.

tori pentru motive de siguranță, scontînd pe funcționarea a cel puțin 2—3 cilindri în caz de rateuri la aprindere. Acest

raționament nu pare însă judicios, deoarece cu cît cilindrul motor este mai mic, cu atît și aprinderea este mai dificilă și nesigură. De altfel, întreaga construcție pare extrem de complicată, privînd prin aceasta mașina de avantajul principal al execuției cu pistoane libere — simplitatea.

2. Alte forme posibile de mașini termice cu pistoane libere cu acțiune dublă

Dintre formele cu acțiune dublă avînd contrapistoane sau un singur piston, reprezentate în fig. 9, poate prezenta interes pentru marea ei simplitate constructivă și funcțională, cum și pentru potrivirea ei la diferite mașini utilitare, forma cu acțiunea dublă cu un singur piston liber, reprezentată în fig. 135.

La această formă, treapta motoare *1* a pistonului liber este legată de treapta compresoare *2* printr-o tijă de legătură *3*. Treapta motoare lucrează cu acțiune dublă în cilindrul mo-

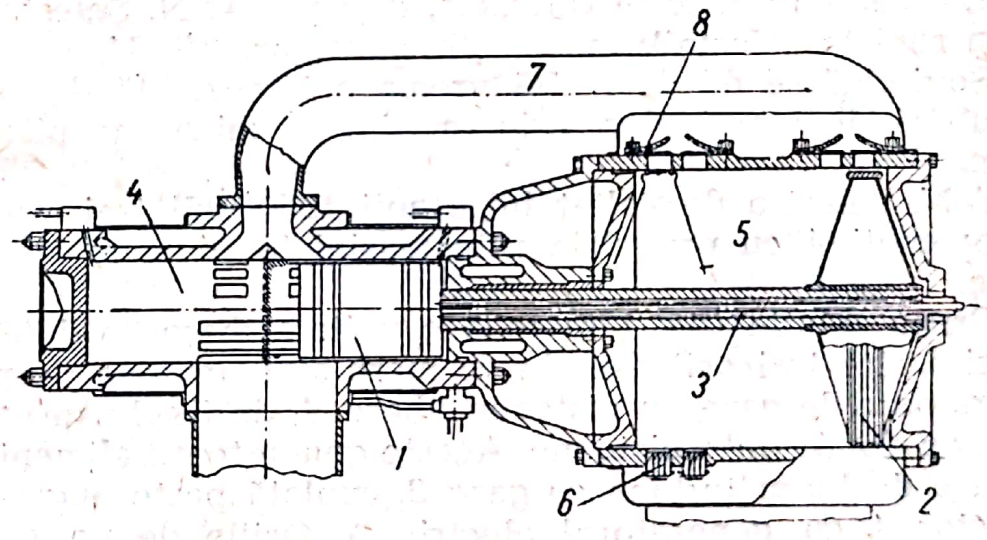


Fig. 135. Generator de gaze lucrînd cu acțiune dublă cu un singur piston liber.

tor *4*, iar treapta compresoare, de asemenea cu acțiune dublă, în cilindrul compresor 5. Aerul este admis în cilindrul compresor prin supapele 6 și e refulat în colectorul de baleiaj *7* prin supapele *8*. După cum se vede, elementul motor funcționează asemănător cu cel al unui motor Diesel marin în doi timpi cu acțiune dublă.

Scanned with OKEN Scanner

IV. APLICAȚIILE MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE

1. Propulsia locomotivelor

Nu se va insista asupra istoricului utilizării mașinilor termice cu pistoane libere la propulsia locomotivelor, ci se va arăta nivelul la care a ajuns acest gen de acționare a locomotivelor în ultimii ani.

După cum rezultă din articolul „Perspectivele dezvoltării locomotivelor termice în U.R.S.S.", de prof. A. N. Șelest, apărut în revista „Vestnik mașinostroenia", nr. 8/1954, în Uniunea Sovietică se dă de multă vreme o importanță deosebită propulsiei locomotivelor prin mașini termice cu pistoane libere.

A.N. Șelest a dezvoltat între anii 1950/1951 trei proiecte de locomotivă cu propulsie prin mașini termice cu pistoane libere.

Prima soluție (fig. 136) redă o unitate mare cu două boghiuri a cîte trei osii. Gazele de lucru sînt produse de patru generatoare de gaze cu pistoane libere, *1*, de tipul „spre interior", cu două contrapistoane. Aceste generatoare alimentează cu gaze de lucru turbina cu gaze *2*, cuplată peste angrenajul reductor *4* cu generatorul electric *3*. Osiile de pe fiecare boghiu sînt acționate de motoare electrice corespunzătoare. Compresorul de aer *5* produce aerul necesar diferitelor comenzi pneumatice. Apa și uleiul de răcire a generatoarelor de gaze cu pistoane libere cedează mediului exterior căldura în răcitorul *6*. Puterea turbinei de gaze cu cinci trepte este de *3 000 CP*, la o turație de *7 200* rot/min.

Folosirea a patru generatoare de gaze permite o variație mai avantajoasă a sarcinii, făcînd cu putință funcționarea cu o sarcină foarte redusă, fără evacuarea gazelor în atmosferă, în

care scop numai o singură unitate rămîne în funcţiune (în prezent ne stau la dispoziţie metode mai practice de funcţionare la sarcină redusă, aplicînd recirculaţia aerului comprimat).

Greutatea de serviciu a locomotivei este de 126 t, iar viteza ei de exploatare este de 100 km/h, la 2 400 CP, putere maximă. Prin cuplarea a două asemenea unităţi se obţine o putere de 4 800 CP. Forţa de tracţiune este de 10 800 kgf, iar randamentul global al locomotivei este 30%.

La forma reprezentată în fig. 137 a fost abandonată transmisia electrică, relativ costisitoare, complicată şi grea, în favoarea transmisiei directe mecanice. De data aceasta, cele patru generatoare de gaze cu pistoane libere, *1*, alimentează cîte o turbină cu gaze, *2*, aflată pe fiecare boghiu, turbine care acţionează printr-un angrenaj reductor, *3*, un arbore cu manivelă, *4*. O bielă motoare şi una cuplată transmit mai departe mişcarea la cele trei osii ale boghiului. Un motor Diesel auxiliar acţionează în acelaşi timp compresorul de aer şi generatorul electric auxiliar. Fiecare turbină este alimentată de două unităţi generatoare de gaze cu pistoane libere. Puterea unei turbine este de 1 500 CP la 9 000 rot/min. Puterea totală a locomotivei este de 2 500 CP; prin cuplarea a două unităţi de acest fel, se poate obţine o putere totală de 5 000 CP. Prin ultima soluţie — cea a transmisiei mecanice — prof. Şelest urmărea îmbunătăţirea randamentului locomotivei de la 30 la 32%. Prin folosirea cuplajului prin biele se menţin însă deficienţele funcţionale ale locomotivelor cu abur.

La a treia soluţie s-a preconizat acţionarea individuală a axelor locomotivei printr-o alimentare corespunzătoare cu gaze de lucru.

În anul 1952 a fost aprobată prima soluţie a prof. A.N. Şelest, şi uzinele de locomotive de la Lugansk au preluat construirea unei locomotive cu pistoane libere avînd o putere totală de 3 000 CP.

Caracteristicile generatoarelor de gaze cu pistoane libere folosite sînt următoarele:

— numărul generatoarelor	4
— diametrul cilindrului motor	220 mm
— diametrul cilindrului compresor	695 mm
— cursa pistoanelor libere	2×330 mm
— frecvenţa pistoanelor libere	1 000 oscil/min
— presiunea gazelor de lucru	6 kgf/cm^2.

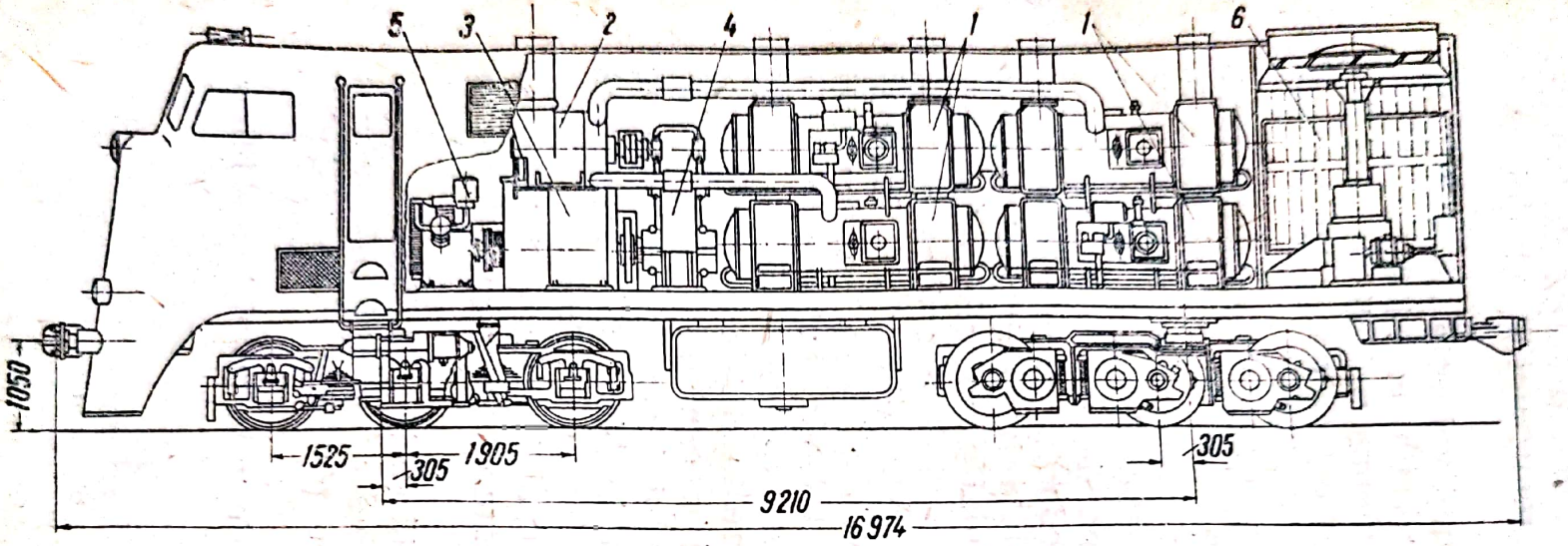


Fig. 136. Locomotivă sovietică acționată prin generatoare de gaze cu pistoane libere cu transmisie electrică.

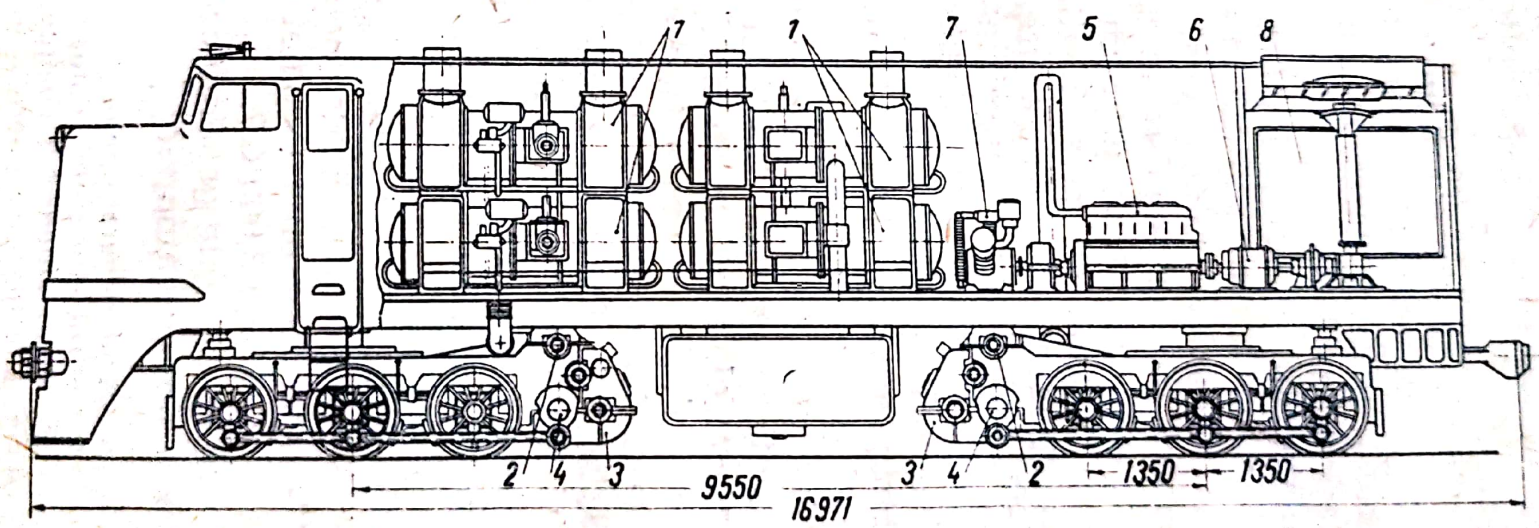


Fig. 137. Locomotivă sovietică acționată prin generatoare cu gaze cu pistoane libere cu transmisie mecanică:

1 — generatoare cu pistoane libere; *2* — turbine cu gaze; *3* — angrenaje reductoare; *4* — arbori cu manivelă; *5* — motor Diesel auxiliar; *6* — generator electric auxiliar; *7* — compresor de aer; *8* — răcitor de apă și ulei

Un alt exemplu de locomotivă acționată de o mașină termică cu pistoane libere de tipul „spre interior" (prima de acest gen) este reprezentată schematic în fig. 138.

În această figură, generatorul de gaze cu pistoane libere *1* alimentează turbina cu gaze *2* prin rezervorul-tampon *3*, conducta *4* și supapa de alimentare și de evacuare *5*.

Reglarea debitului gazelor de lucru în domeniul cuprins între sarcina plină și un sfert din sarcină se efectuează prin variația cantității de combustibil injectate în cilindrul motor. Sub un sfert din sarcină, reglajul are loc prin evacuarea gazelor în atmosferă. Concomitent se variază admisiunea gazelor spre turbină.

Turbina formează un singur bloc cu angrenajul reductor cu o singură treaptă. Axul cardanic *6* transmite mișcarea la cutia de viteze *7*, iar cele două axe cardanice, *8*, transmit mai departe energia la cele patru osii ale celor două boghiuri. Turbina *2* face față unei funcționări sub cuplu și turație variabile, corespunzător întregului domeniu de variație a vitezei locomotivei.

Pentru a obține un cuplu la demaraj suficient de mare și o bună adaptare a forței de tracțiune la forțele reale de rezistență, s-a folosit o turbină cu șase etaje, al cărei cuplu de pornire este de 3,8 ori mai mare decît cel la viteză maximă.

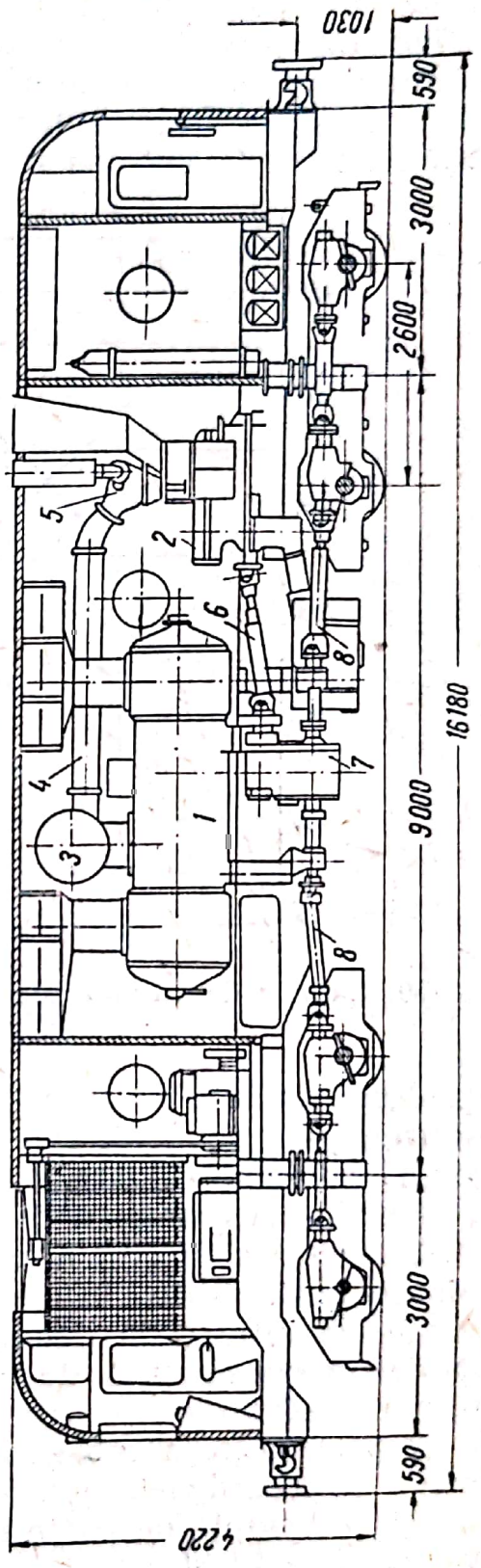


Fig. 138. Locomotivă cu generator de gaze cu pistoane libere de tipul „spre interior".

Fig. 139 reproduce curbele de variație a puterii și cuplului motor, la arborele angrenajului reductor, în funcție de turația acestuia. În paranteze sînt trecute valorile presiunilor gazelor de lucru. Puterea maximă este de circa 1 060 CP, iar

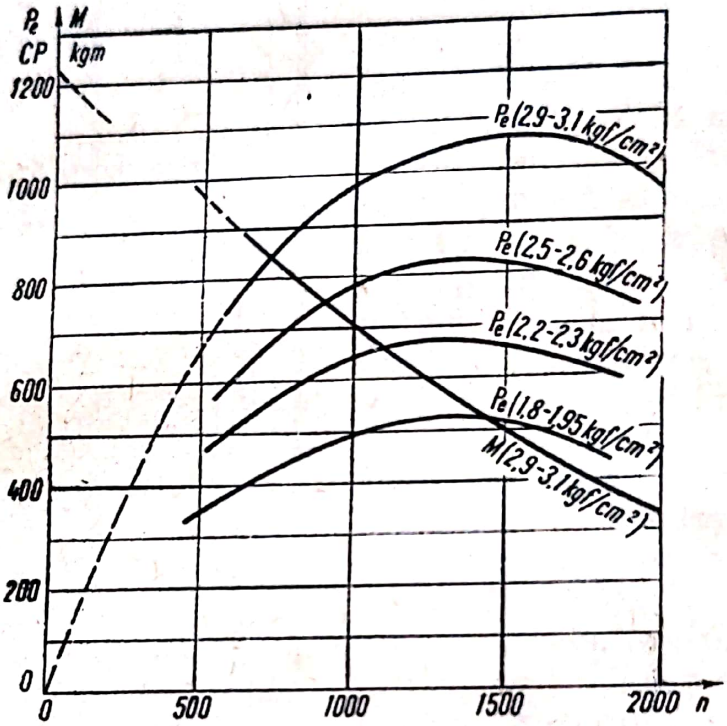


Fig. 139. Curbele de variație ale puterii și cuplului motor la locomotiva din fig. 138.

cuplul maxim de pornire depășește 1 200 kgm. Turația maximă a angrenajului reductor este de circa 2 000 rot/min, iar turația maximă corespunzătoare a turbinei — 12 320 rot/min. Puterii maxime îi corespunde o turație a turbinei de 8 500 rot/min.

Această locomotivă a fost supusă întîi unor încercări preliminare amănunțite. În decursul acestora au fost aplicate anumite modificări și completări. Ca rezultat s-a obținut o coborîre a consumului de combustibil la mers în gol de la 75 kg/h la 40 kg/h.

După aceasta aceeași locomotivă a fost folosită ca locomotivă de tren accelerat, unde a parcurs în cele mai perfecte condiții o distanță de peste 600 000 km, cu rezultate excepționale în ce privește simplitatea, randamentul global obținut, precum și siguranța în exploatare, avînd de asemenea un preț de fabricație foarte redus.

Scanned with OKEN Scanner

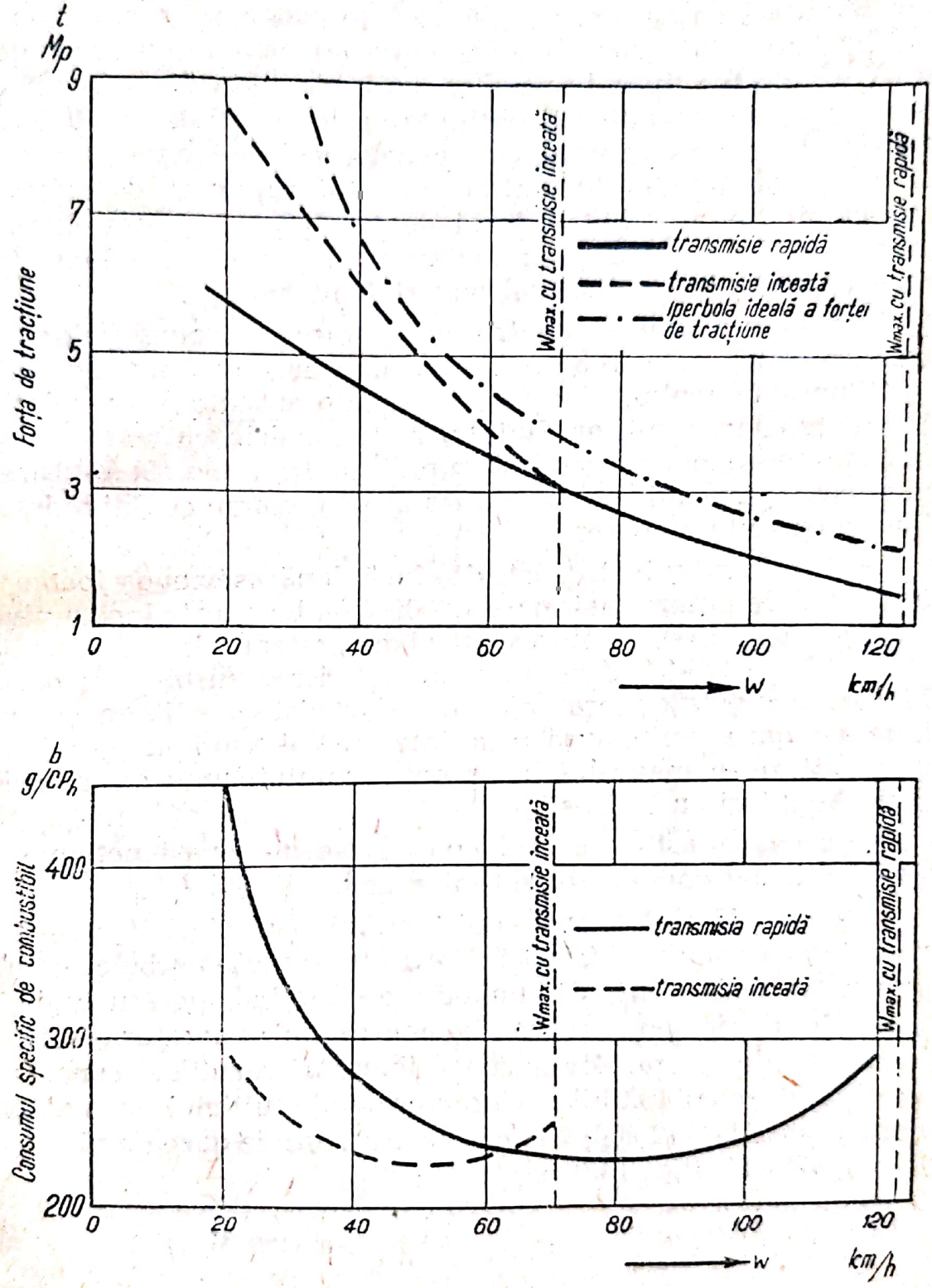


Fig. 140. Curbele caracteristicii de tracțiune și a consumului specific al locomotivei cu pistoane libere de 1 000 CP.

Scanned with OKEN Scanner

Exploatarea ca locomotivă de tren accelerat a arătat însă că, din cauza introducerii unui angrenaj pentru mărirea vitezei, forța de tracțiune la pornire era prea scăzută. Fără schimbare de viteză nu putea fi obținută cu locomotiva de 1 000 CP accelerația necesară unui tren accelerat. După cum se poate vedea în diagrama 140, curba mersului rapid se deosebește apreciabil de hiperbola ideală de tracțiune la vitezele mai mici. Afară de aceasta exploatarea se găsește în domeniul unui consum de combustibil mai ridicat.

Astfel s-a impus, pentru exploatarea locomotivelor de tren accelerat, folosirea unei transmisii de viteză manevrabilă în timpul mersului. Au fost încercate următoarele soluții: 1) sincronizarea roților dințate, 2) transmisie cu roți dințate cu angrenare permanentă și cuplaj cu fricțiune, 3) folosirea unui cuplaj mecanic pentru viteza mică și a unui cuplaj hidraulic pentru viteza mare.

Între timp au fost construite încă două asemenea locomotive, însă de putere mai mare (2 000 CP). La aceste locomotive mai mari (fig. 141) se folosesc două generatoare de gaze cu pistoane libere GS-34, care alimentează cîte o turbină cu gaze. Fiecare grup de generator de gaze cu pistoane libere și turbină cu gaze acționează prin intermediul unui angrenaj cu două viteze, manevrabil în timpul mersului, unul dintre cele două boghiuri cu trei osii.

S-a evitat astfel și la locomotivele mai mari acționarea electrică, mai complicată și mai scumpă.

În fig. 142 sînt reprezentate curbele caracteristice ale locomotivei Renault de 2 000 CP. Au fost trecute curbele puterii pentru sarcină plină și jumătate de sarcină, pentru ambele generatoare de gaze, respectiv pentru un generator de gaze în funcție de viteză. Din aceeași diagramă rezultă și consumul specific de combustibil. Caracteristicile ultimei locomotive Renault de 2 000 (2 400) CP, cu generatoare de gaze cu pistoane libere SIGMA (fig. 143), sînt:

— dispoziția axelor	CC	
— ecartamentul	1 435	mm (normal
— lungimea totală	21,30	m
— lățimea	2,88	m
— înălțimea	4,22	m
— distanța dintre boghiuri	10,90	m
— distanța dintre axele boghiului	2,00	m

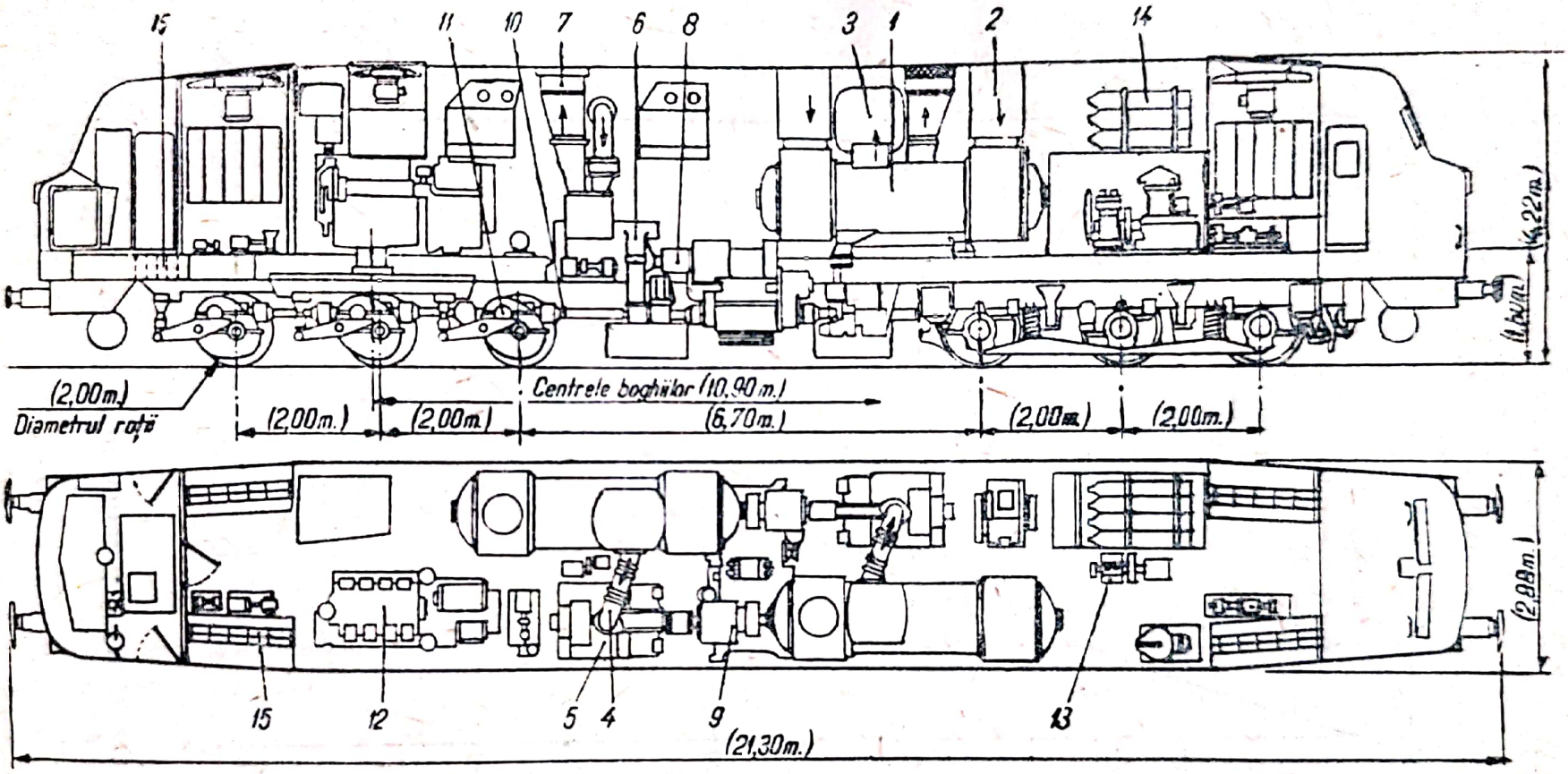


Fig. 141. Reprezentarea schematică a locomotivei Renault SIGMA cu pistoane libere de 2 000 CP:

1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — filtru de aer cu aspirație; *3* — colector al gazelor de evacuare; *4* — conductă de gaze; *5* — turbină de gaze; *6* — angrenaj; *7* — evacuarea; *8* — cuplaj și frîna turbinei; *9* — schimbător de viteză; *10* — ax cardanic; *11* — ax comandă; *12* — grup Diesel generator; *13* — compresor de pornire; *14* — butelii de pornire; *15* — sistem de răcire

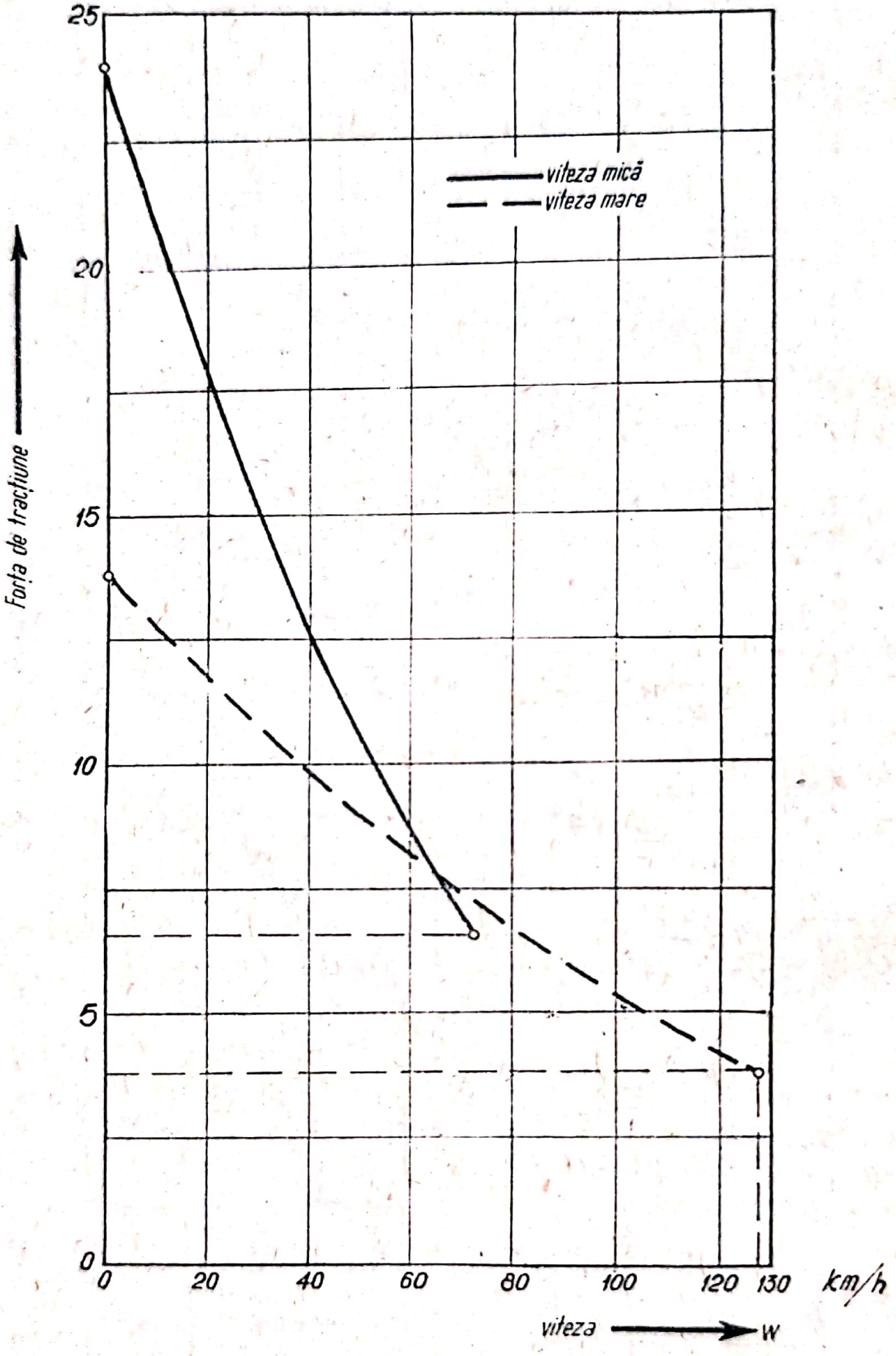


Fig. 142. Curbele performanțelor locomotivei din fig. 141.

Scanned with OKEN Scanner

— diametrul roţii	1,05	m
— puterea de durată	≈ 2 000	CP
— puterea maximă unionară	≈ 2 400	CP
— forţa de tracţiune maximă la demaraj	24 000	kgf
— viteza maximă (treapta 2)	128	km/h
— viteza maximă (treapta 1)	73	km/h
— greutatea de serviciu	112	t.

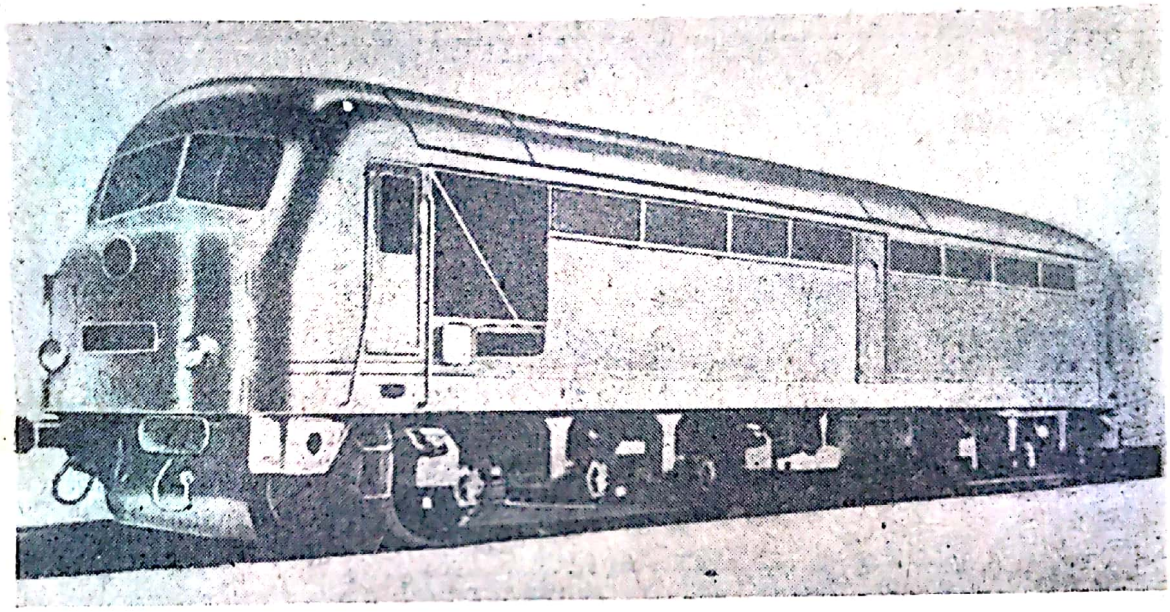


Fig. 143. Reprezentarea locomotivei Renault SIGMA cu pistoane libere de 2 000 CP.

Caracteristicile de mers ale acestei locomotive sînt redate în fig. 144 sub forma curbelor de tracţiune în funcţie de viteza de mers.

O altă locomotivă mai mare (americană), propulsată prin maşini termice cu pistoane libere de tipul „spre exterior", este reprezentată în fig. 145. Ea foloseşte patru unităţi generatoare de gaze cu pistoane libere, dezvoltînd o putere de 3 200 CP. Prin combinarea a două unităţi de acest fel, pentru tracţiune grea, poate fi obţinută o putere totală a locomotivei de 6 400 CP.

Concluzii

După cum s-a văzut, unele uzine (Renault — SIGMA) au pus mare accent pe simplitatea construcţiei, utilizînd la locomotiva de 1 000 CP un singur generator de gaze, iar la cea

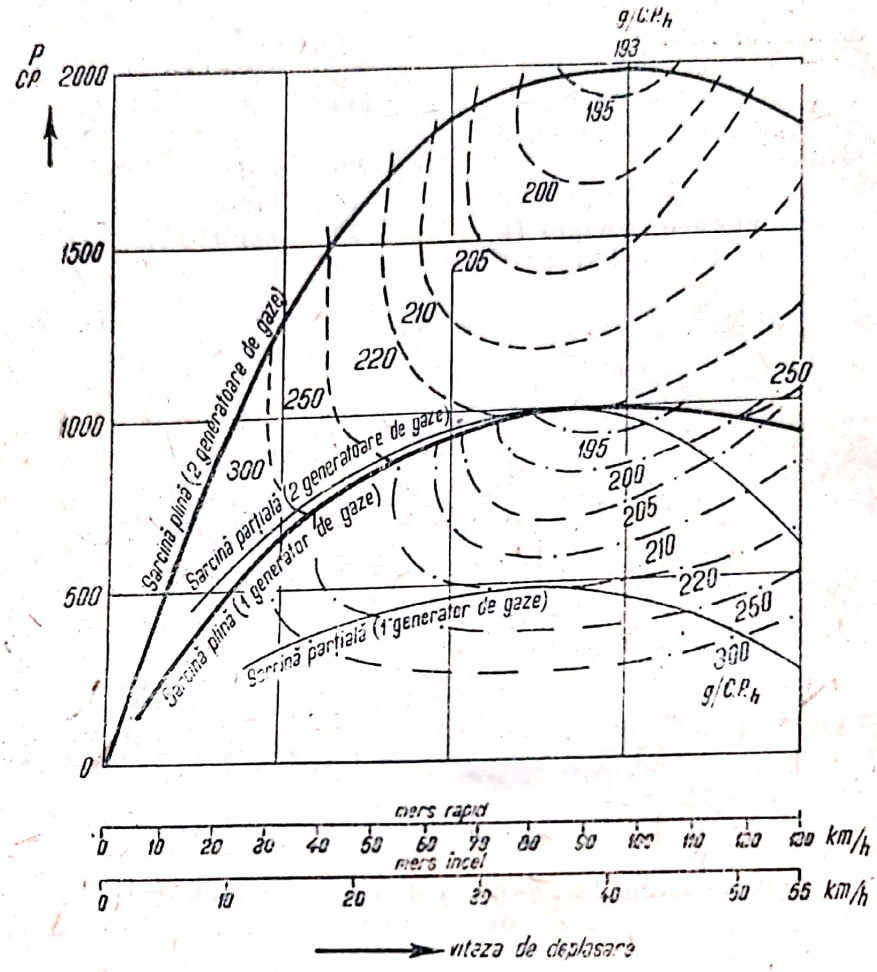


Fig. 144. Caracteristicile de mers ale locomotivei din fig. 141 și 143.

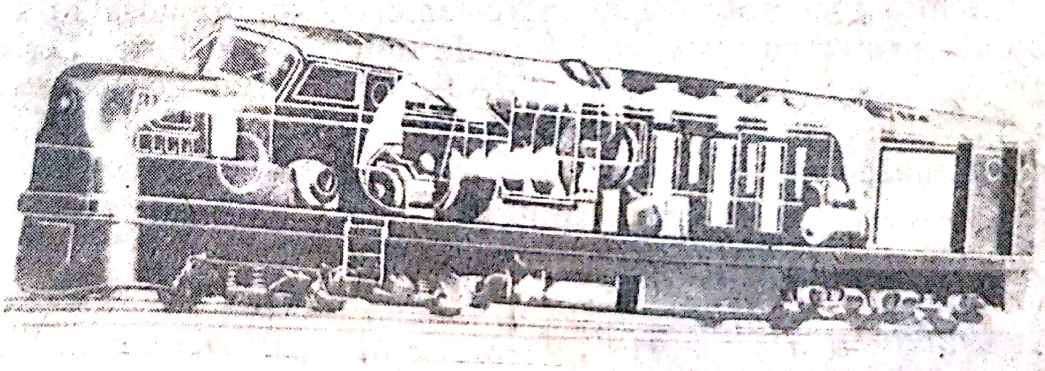


Fig. 145. Locomotiva acționată prin generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior" — puterea de 3 200 CP.

de 2 000 CP — două generatoare. Pentru exploatarea feroviară din Europa Centrală pare cea mai avantajoasă soluția locomotivei echipată cu două generatoare de gaze cu pistoane libere. Prin aceasta se realizează atît economicitate și un preț redus de fabricație, cît și simplitate în construcție și condiții bune de funcționare. Cu două unități generatoare se poate atinge o putere de 2 000—2 500 CP și se poate realiza funcționarea în condiții satisfăcătoare pe întregul domeniu al sarcinii, ancombramentul și prețul lor de cost fiind relativ mici. După cum arată fig. 144, cheltuielile de exploatare la mersul în sarcină redusă la funcționarea unui generator de gaze sînt considerabil sub cele ale exploatării cu turbina clasică de gaze; la exploatarea cu două generatoare de gaze, aceste cheltuieli coboară sub cele ale propulsiei cu motoare Diesel.

În perioada rece (în special la pornirea generatoarelor), funcționarea cu combustibilii grei (păcura) prezintă oarecare dificultăți, deși în exploatarea normală rezultatele erau bune. Primele încercări de a preîncălzi păcura cu ajutorul apei de răcire a motoarelor Diesel auxiliare n-au dat rezultate satisfăcătoare.

S-a trecut astfel la întrebuințarea motorinei pentru pornire, spre a trece apoi la exploatarea cu păcură, după ce mașina a fost suficient încălzită.

Pentru economisirea motorinei s-a renunțat și la antrenarea compresorului și a generatorului electric auxiliar prin motor Diesel, trecînd la acționarea acestora printr-o turbină alimentată de aerul comprimat de baleiaj al generatoarelor cu pistoane libere. O soluție mai economică ar fi alimentarea acestei turbine chiar cu gazele de lucru ale generatoarelor.

Presiunea cea mai avantajoasă din punctul de vedere termo-tehnic al gazelor de lucru este de 3 pînă la 5 at. La aplicarea supraalimentării cilindrului compresor, această presiune poate fi aproape dublată, exploatarea menținîndu-se în condiții avantajoase. În acest caz, ar fi suficiente două generatoare de gaze cu pistoane libere, care, în condiții normale, ar produce o putere de circa 1 500 CP, suficientă pentru exploatarea normală. În cazul unor condiții de sarcină mărită (demaraj, rampe, viteze maxime), această putere ar putea fi atunci mărită prin supraalimentarea compresoarelor la 2 000 pînă la 2 500 CP. Astfel, există posibilitatea realizării unei exploatări

elastice, care folosește domeniile cu randament optim al generatoarelor cu pistoane libere, putîndu-se renunța în mod normal și la folosirea unor schimbătoare de viteză.

Pentru accentuarea economicității exploatării, se impune utilizarea celor mai ieftine feluri de combustibil, ca păcură preîncălzită și filtrată (combustibil frecvent folosit la mașinile termice cu pistoane libere).

Deosebit de avantajoasă pare însă folosirea gazului metan, combustibil de care unele țări, ca U.R.S.S., S.U.A., Italia și R.P.R., dispun în cantități mari.

Autorul a propus încă în 1955 folosirea gazului metan în stare comprimată la 200 at, în butelii, pentru alimentarea locomotivelor Diesel și în special a celor cu mașini termice cu pistoane libere [9], [11], [23].

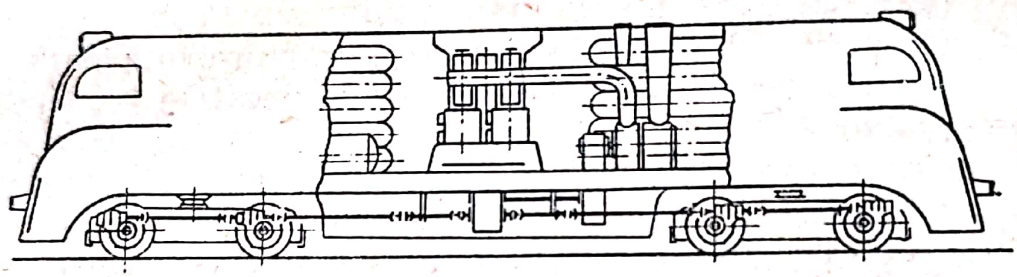


Fig. 146. Locomotivă acționată prin generatoare de gaze cu pistoane libere. Combustibil-gaz metan; transmisie turbo-mecanică.

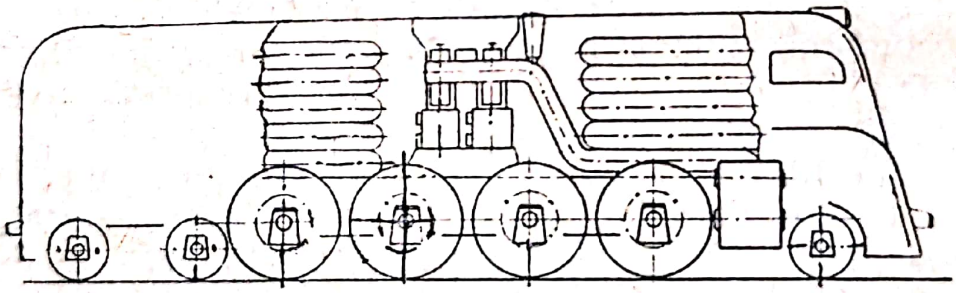


Fig.147. Locomotivă acționată prin generatoare de gaze cu pistoane libere. Combustibil — gaz metan (locomotivă cu abur, veche, transformată).

În fig. 146 și 147 sînt reprezentate două propuneri de locomotive acționate prin mașini termice cu pistoane libere, alimentate cu gaz metan. Spațiul mare disponibil pe locomotivă (mașinile termice cu pistoane libere, în special formele amintite anterior, ocupă spațiul cel mai mic) este folosit pentru amplasarea buteliilor de gaz metan sub presiune. În locul gazului metan sub presiune poate fi folosit și gazul metan liche-

Scanned with OKEN Scanner

fiat la temperaturi joase (procedeu utilizat din ce în ce mai mult în ultimul timp). Este evident că, în cazul folosirii gazului metan drept combustibil la locomotive, trebuie amenajată o rețea cu centre de alimentare în cîteva regiuni ale țării.

Pentru a putea vedea avantajele mari pe care le prezintă o tracțiune feroviară cu locomotive Diesel cu pistoane libere, au fost reprezentate în fig. 148 curbele de variație ale randamentelor raportate la cîrligul de tracțiune al locomotivei în funcție de viteza de deplasare[1]. Au fost comparate cele patru categorii de locomotive termice, și anume: locomotivele care folosesc mașina cu abur, cele care sînt echipate cu instalații obișnuite de turbină cu gaze, care sînt acționate de un motor Diesel obișnuit și care funcționează cu mașini termice cu cilindru Diesel cu pistoane libere. Din diagramă rezultă că, în ce privește randamentul, avantajele turbinei cu gaze față de mașina cu abur apar la vitezele mai mari de deplasare, curbele randamentului detașîndu-se și atingînd valori din ce în ce mai mari pentru turbina cu gaze. Un aspect asemănător, dar mult mai accentuat, se poate

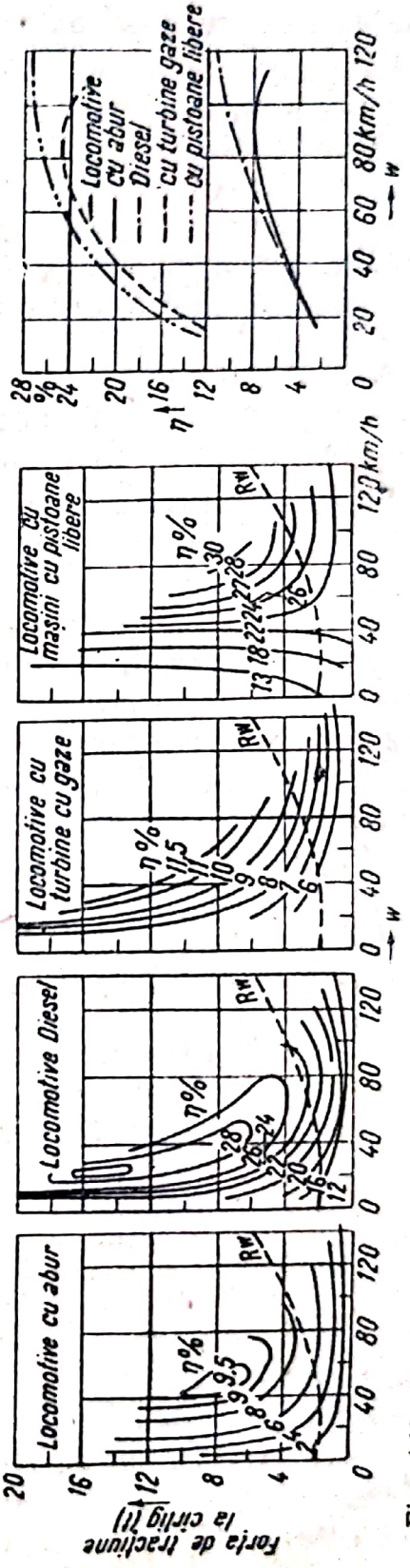


Fig. 148. Curbele randamentelor raportate la cîrligul de tracțiune la diferite forme de propulsie a locomotivelor termice.

[1] v. „Metalurgia și Construcția de Mașini", nr. 1/1957.

observa comparînd randamentele mașinilor termice cu pistoane libere cu cele ale motoarelor Diesel.

La stabilirea cheltuielilor anuale totale va trebui să se țină seamă însă și de cheltuielile fixe, ca amortizarea cheltuielilor de fabricație, și de cele variabile, ca cheltuielile de întreținere, costul combustibilului, al apei și uleiului, precum și de cheltuielile de personal. În acest caz se va putea vedea că exploatarea cu locomotive Diesel cu pistoane libere este categoric cea mai avantajoasă.

2. Propulsia navelor

Pentru a putea aprecia în mod just importanța propulsiei navelor prin mașini termice cu pistoane libere, vor fi trecute pe scurt în revistă modurile de propulsie a navelor uzuale în prezent.

La navele de transport sau de pasageri, factorul decisiv al propulsiei este economicitatea. Motoarele Diesel mari și lente cu acționarea directă a unei singure elice duc indiscutabil la exploatarea cea mai economică. Randamentul bun al motoarelor Diesel mari și lente, cu înaltă supraalimentare, duce la consumul mic de combustibil ieftin, de numai circa 150 g/CPh_e. Acționarea directă a unei singure elice mărește mai departe economicitatea propulsiei prin randamentul avantajos al propulsiei elicei. Aici trebuie, însă, să se țină seamă de costul mare de fabricație al motoarelor grele și foarte mari, cum și de spațiul corespunzător util pierdut. Pentru acest motiv se folosesc în ultimul timp, din ce în ce mai mult, motoare Diesel de turație mai mare și mai ușoare. Faptul că în acest caz mai multe unități de motoare pot acționa prin intermediul unui angrenaj reductor una sau mai multe elice, permite adaptarea puterii de antrenare unei necesități maxime de putere. Trebuie amintit că la ora actuală puterea de antrenare maximă cu un singur agregat Diesel este de circa 28 000 CPe.

Ezitarea în introducerea turbinelor clasice cu gaze la propulsia navelor se explică în primul rînd prin economicitatea redusă, respectiv prin durata scurtă a instalației convenționale de gaze. La propulsia navelor se cere o durată a instalației de circa 20 000 pînă la 30 000 h, ceea ce poate fi atins numai prin coborîrea temperaturii gazelor de lucru, avînd

drept consecință micșorarea randamentului. În scopul îmbunătățirii randamentului, se folosesc schimbătoare de căldură. Totuși, instalația clasică a turbinei cu gaze în așa-numita execuție navală cu circuit deschis și schimbător de căldură nu poate atinge o importanță mai mare, din cauza consumului de combustibil care este încă apreciabil (300 pînă la 350 g/CPhe); în același timp, din cauza schimbătorului de căldură, masele și dimensiunile sînt de asemenea apreciabile.

La navele de război, în schimb, există alte puncte de vedere pentru aprecierea felului de propulsie. Astfel, nu joacă aici nici un rol consumul mare de combustibil al propulsiei cu turbina clasică de gaze. Afară de aceasta, apare necesitatea de a putea acoperi scurte și mari vîrfuri de putere. Ultimul motiv ne explică de ce la navele de război mai mari, pentru acoperirea acestor vîrfuri de putere de scurtă durată, se folosesc turbinele cu gaze de tipul celor utilizate în aviație, cu greutate foarte mică, dar cu un consum apreciabil de combustibil. Sarcina de bază este preluată de motoare Diesel sau de turbine cu abur. Navele de război mai mici sînt echipate deseori numai cu turbine cu gaze.

Propulsia prin mașini termice cu pistoane libere corespunde, cum se poate observa, tuturor condițiilor cerute unei propulsii navale. Economicitate, durată, necesitate minimă de spațiu, greutate mică, execuție ușoară a lucrărilor de montaj și reparații, cum și siguranța în exploatare sînt proprietăți de care nu dispune nici o altă instalație de propulsie în aceeași măsură. Din această cauză mașinile termice cu pistoane libere își au domeniul cel mai mare de aplicație la propulsia navelor. Dacă înainte s-au utilizat mașinile termice cu pistoane libere mai mult pentru înlocuirea unor instalații de propulsie navală învechite, în prezent se echipează din ce în ce mai mult nave noi cu instalații termice cu pistoane libere. Este de așteptat că, în cîțiva ani, paralel cu progresul dezvoltării mașinilor termice cu pistoane libere, marea majoritate a navelor va fi echipată cu asemenea mașini termice.

Importanța mare ce se dă propulsiei navelor prin mașini termice cu pistoane libere în Uniunea Sovietică rezultă din faptul că, pe lîngă echiparea multor vase sovietice cu mașini termice cu pistoane libere construite în Uniunea Sovietică, aceasta a mai comandat instalații termice de forță de tip GS-34 pentru șapte nave, totalizînd o putere de 28 000 CP.

Scanned with OKEN Scanner

Nenumărate planuri și proiecte învederează mai departe marele interes ce se acordă propulsiei navelor prin mașini termice.

În fig. 149 este reprezentată schema unui proiect sovietic al unei instalații termice cu pistoane libere pentru propulsia

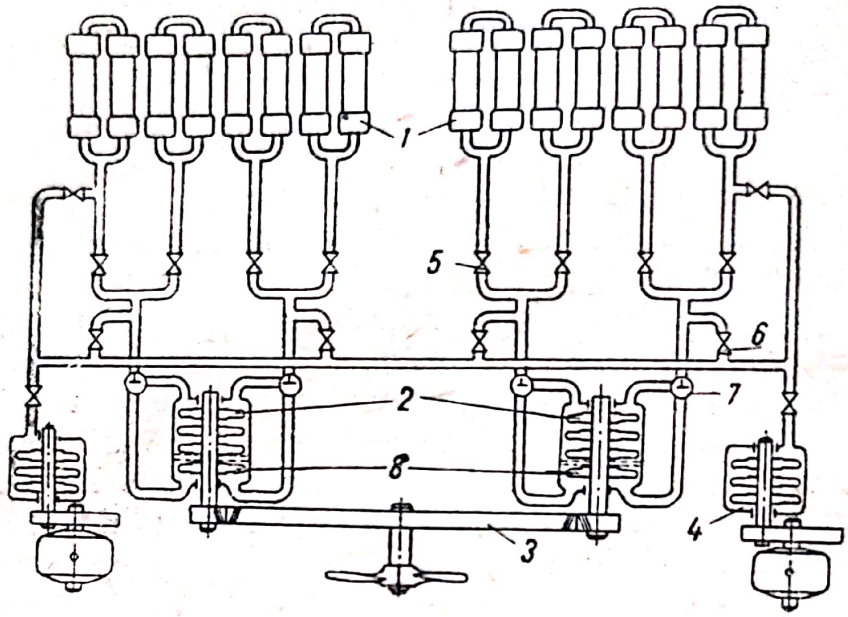


Fig. 149. Schema unei instalații navale sovietice cu mașini termice cu pistoane libere:

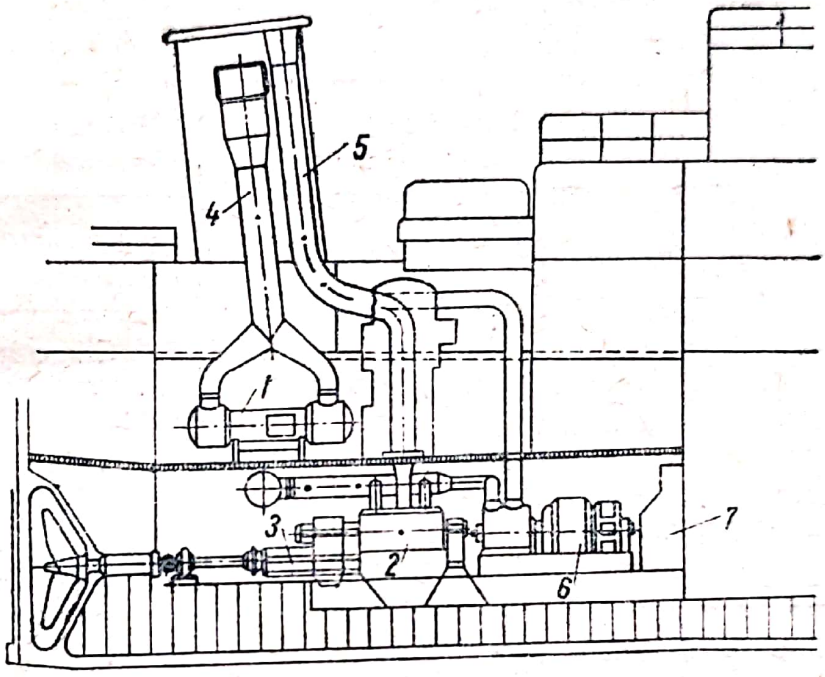
1 — generatoare cu pistoane libere; *2* — turbine cu gaze principale; *3* — angrenaje; *4* — turbine cu gaze auxiliare; *5* — supape de închidere; *6* — supape de reglaj; *7* — supape cu trei căi; *8* — turbine cu gaze pentru mers înapoi.

navelor. Instalația este destinată unei nave mai mari (31 000 t) și cuprinde 16 generatoare de gaze cu pistoane libere, dispuse în două grupuri, avînd o putere totală de 13 560 CP. Generatoarele *1* alimentează cu gaze de lucru două turbine principale cu gaze *2*, care pun în mișcare elicea printr-un angrenaj 3. Două turbine pentru serviciile auxiliare sînt de asemenea alimentate de la aceste generatoare. Reglajul sarcinii instalației se efectuează prin reglajul puterii generatoarelor de gaze, acționîndu-se asupra dispozitivului de alimentare cu combustibil, respectiv asupra dispozitivului de evacuare a aerului la sarcini mici.

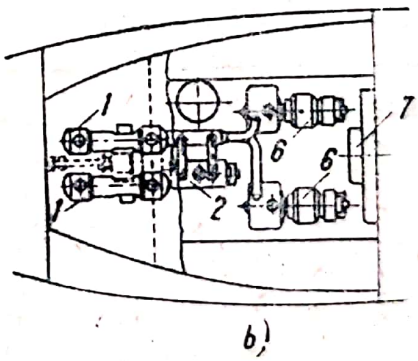
Din cauza spațiului mic pe care îl ocupă instalația cu pistoane libere este deosebit de indicată pentru cargouri de transportat lemne. Astfel, cargoul sovietic „Vinigradov", de transportat lemne, de 5 500 t, este echipat cu o instalație de propulsie cu mașini termice cu pistoane libere de 4 000 CP la

5 500 rot/min, turația turbinei, redusă la 115 rot/min, turația elicei. Cele patru generatoare de gaze de tipul GS-34 prezintă un consum de combustibil de 190 g/CPh și de ulei de ungere de 2 g/CPh.

Cele mai multe vase sînt echipate cu generatoare de gaze de tipul „spre interior". Fig. 150, *a* și *b* reproduce schema instalației de forță a remorcherului „Cantenac" care, ca și



a)



b)

Fig. 150. Instalația termică cu pistoane libere a remorcherului „Cantenac":

1 — generatoare cu pistoane libere; *2* — turbină de gaze; *3* — angrenaj reductor; *4* — colector de admisiune; *5* — conductă de evacuare; *6* — generatoare electrice auxiliare; *7* — cabine de comandă.

vasul său soră „Mérignac", este prevăzut cu două generatoare de gaze cu pistoane libere GS-34, putînd produce 1 800 CP la arbore, dar din care nu este folosită decît o putere de 1 200 CP.

În tabela 5 este dată o comparație între caracteristicile vasului „Auris" (de aceeași mărime), echipat cu turbine cu

Tabela 5. Comparație între caracteristicile unei nave cu propulsie cu mașini cu pistoane libere și a unei nave propulsate cu turbină obișnuită cu gaze

Navă	Nava „Auris" (propulsie cu turbină obișnuită cu gaze)	Nava „Cantenac" (propulsie cu mașină cu pistoane libere)
Instalație de forță	Turbina cu gaze și schimbător de căldură	Două generatoare de gaze cu pistoane libere și două turbine cu gaze
Puterea	1 200 CP	1 200 CP
Combustibil	Păcură	Păcură
Temperatura maximă	627°C înaintea turbinei (etaj compresor)	508°C în colectorul de evacuare
Turația turbinei cu gaze Frecvența generatorului de gaze	5 750 rot/min	613 oscil./min
Temperatura gazului la intrarea în turbina motoare	469°C	500°C
Presiunea în fața turbinei motoare	1,7 kgf/cm^2	3 kgf/cm^2
Turația turbinei motoare	3 000 rot/min	9 000 rot/min
Debitul gazelor de lucru	11,5 kg/s	3,6 kg/s
Consum specific de combustibil	286 g/CPh	177 g/CPh

Scanned with OKEN Scanner

gaze obișnuite, și caracteristicile vasului „Cantenac". Din această tabelă sînt de menționat îndeosebi diferențele mari dintre consumul specific de combustibil și debitul gazelor de lucru. Un alt avantaj al instalației de forță cu pistoane libere constă în diferența dintre greutatea totală a instalației de forță cu pistoane libere de pe „Cantenac" (72 t) și cea a instalațiilor de forță de pe „Auris".

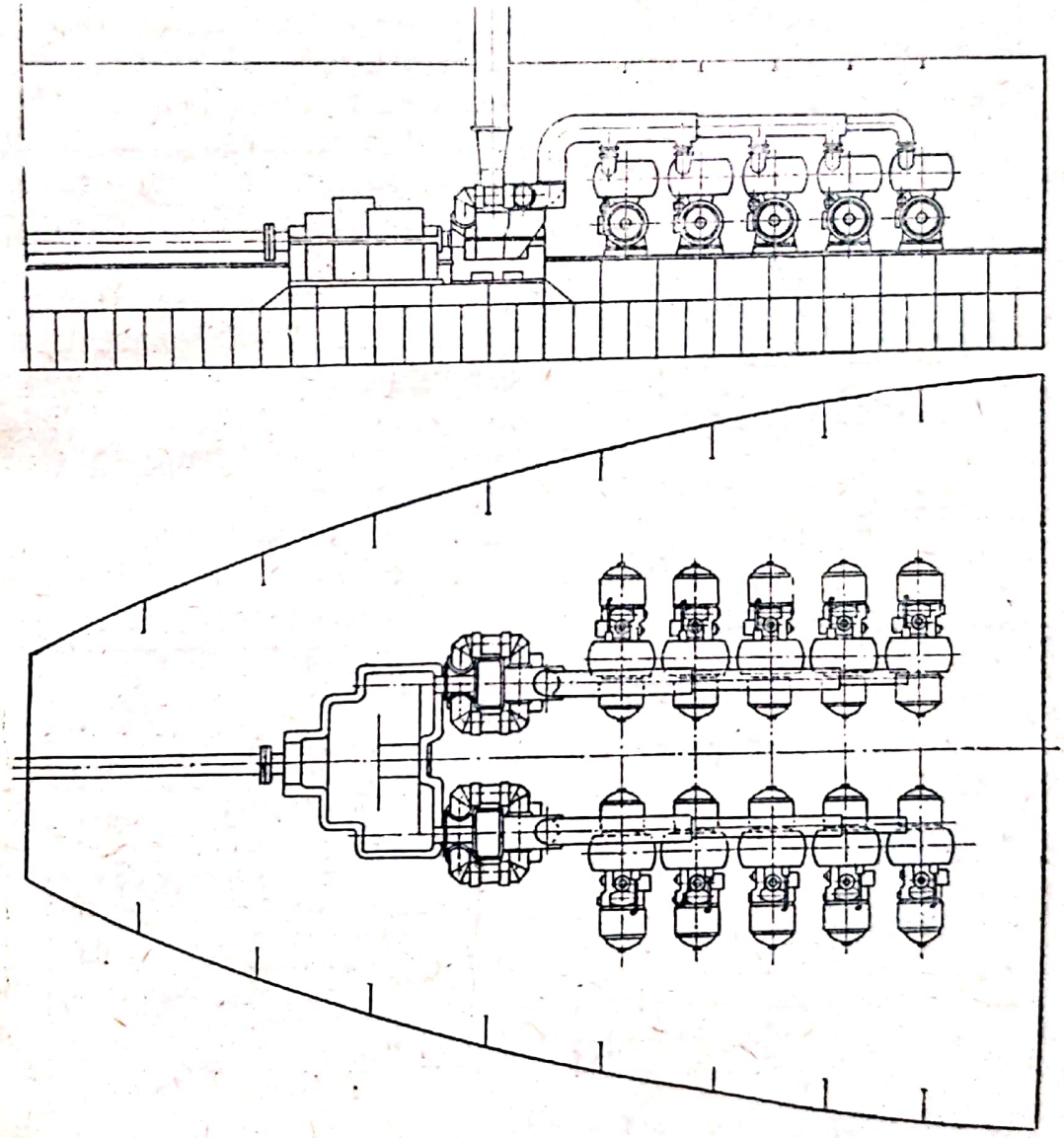


Fig. 151. Dispoziția în plan a mai multor generatoare cu pistoane libere pentru propulsia navelor.

În fig. 151 și 152 se arată două posibilități de a dispune generatoarele de gaze cu pistoane libere în vederea obținerii

unei puteri mari (10 000 CP). Prima prevede dispoziția generatoarelor într-un singur plan. Cele zece generatoare de gaze alimentează două turbine cu gaze avînd fiecare o parte de mers înainte și una de mers înapoi, care transmit puterea elicei printr-un angrenaj reductor compund. În cazul unei economii de suprafață va fi adoptată soluția din fig. 152. care prevede dispoziția generatoarelor de gaze în etaje. Și aici se folosesc două turbine avînd partea de mers înapoi și angrenajul reductor compund.

În Franța sînt în construcție două nave de război a 16 000 CP. Ele folosesc pentru propulsie două grupuri de cîte 8 generatoare cu pistoane libere GS-34, fiecare grup antrenînd prin intermediul unei turbine cu gaze cîte o elice.

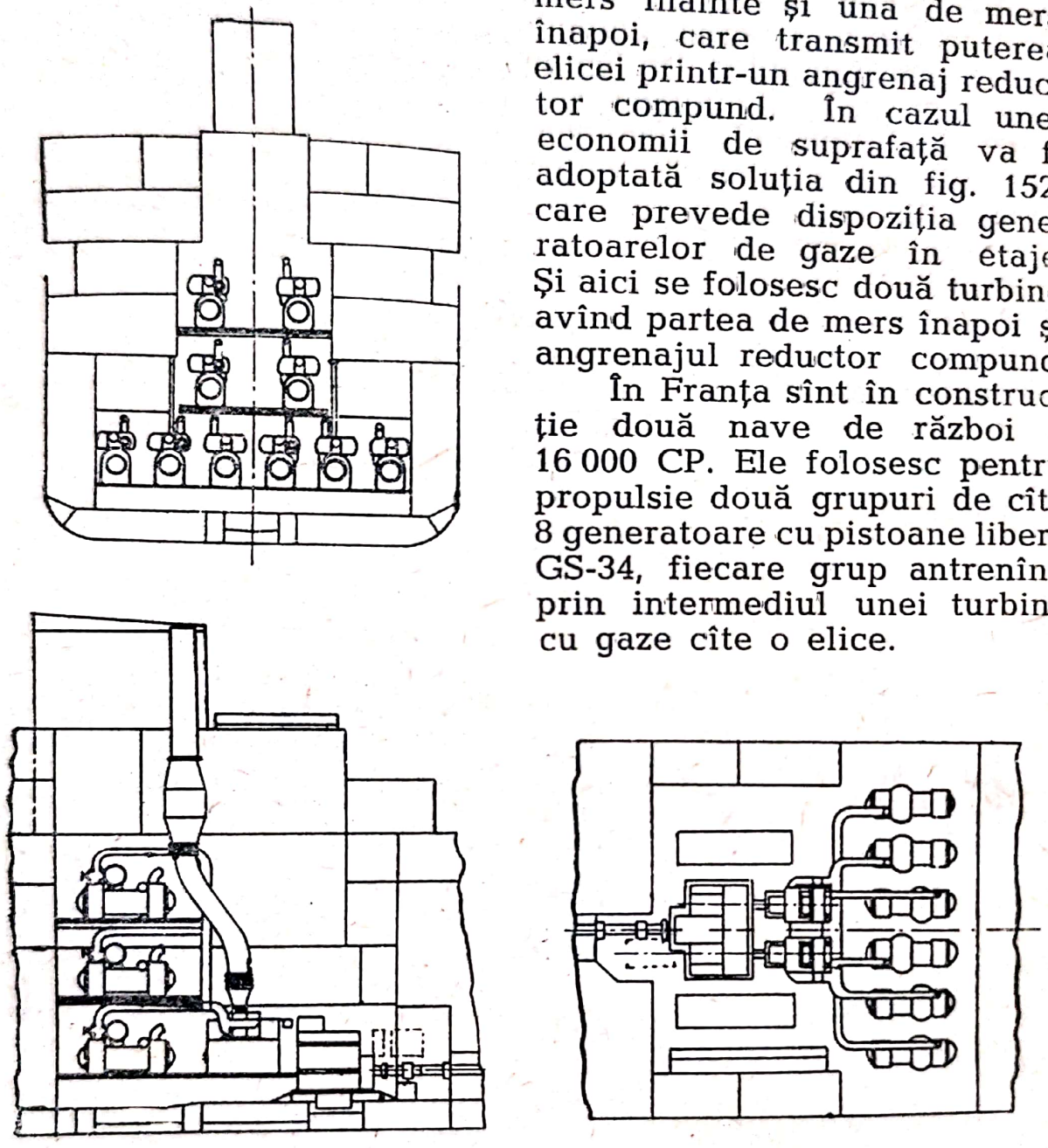


Fig. 152. Dispoziția etajată a mai multor generatoare cu pistoane libere pentru propulsia navelor — putere 10 000 CP.

Fig. 153 reprezintă dispoziția instalației de forță cu pistoane libere de 7 000 CP a unei nave de transport de 14 000 t. Cele șapte generatoare de gaze sînt dispuse în etaje.

Scanned with OKEN Scanner

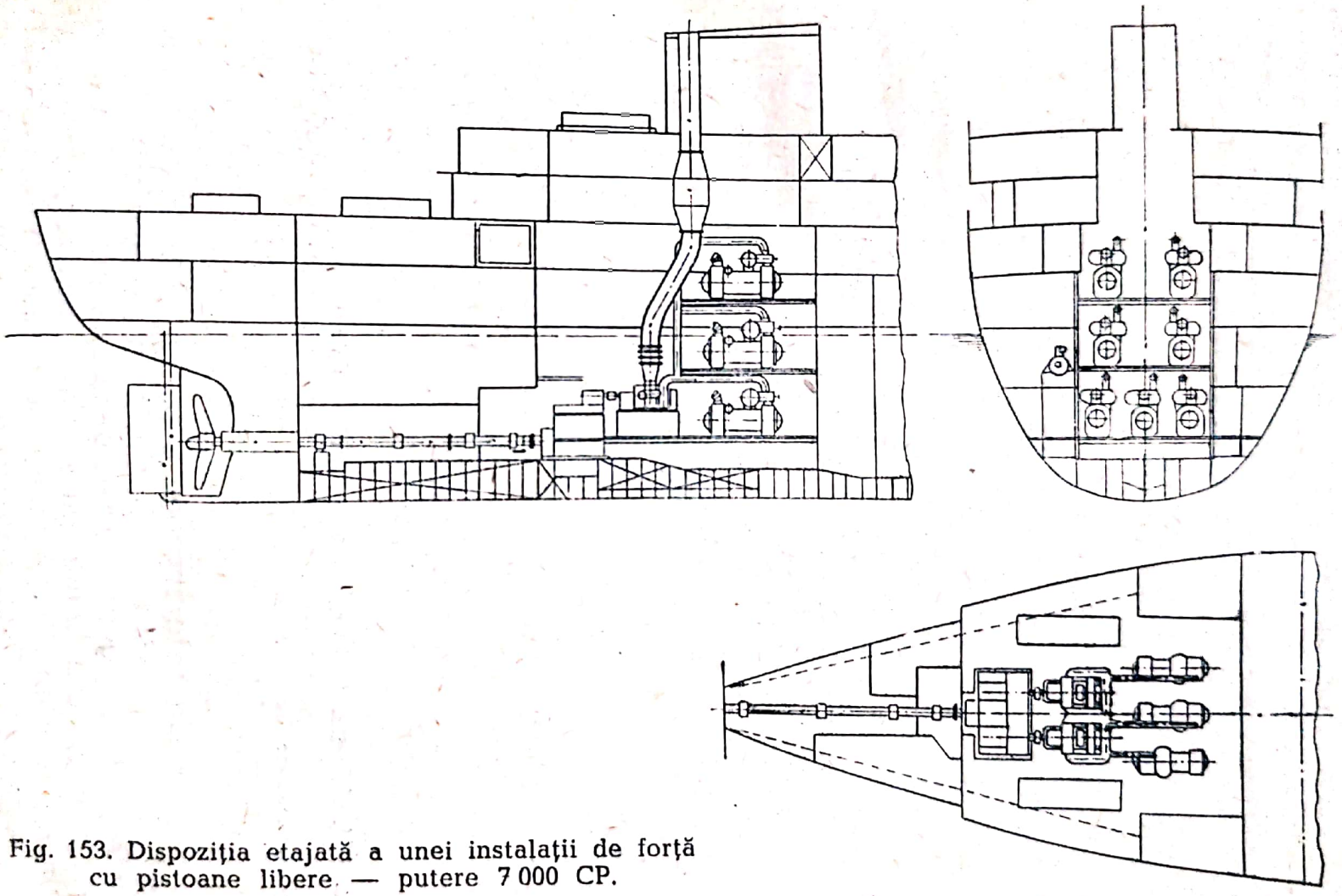


Fig. 153. Dispoziția etajată a unei instalații de forță cu pistoane libere — putere 7 000 CP.

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 154 este redată schema instalației de propulsie cu mașini termice cu pistoane libere de tipul „spre interior", a unei nave avînd o putere de 6 000 CP. Întreaga instalație de forță se găsește la același nivel în sala mașinilor, după cum

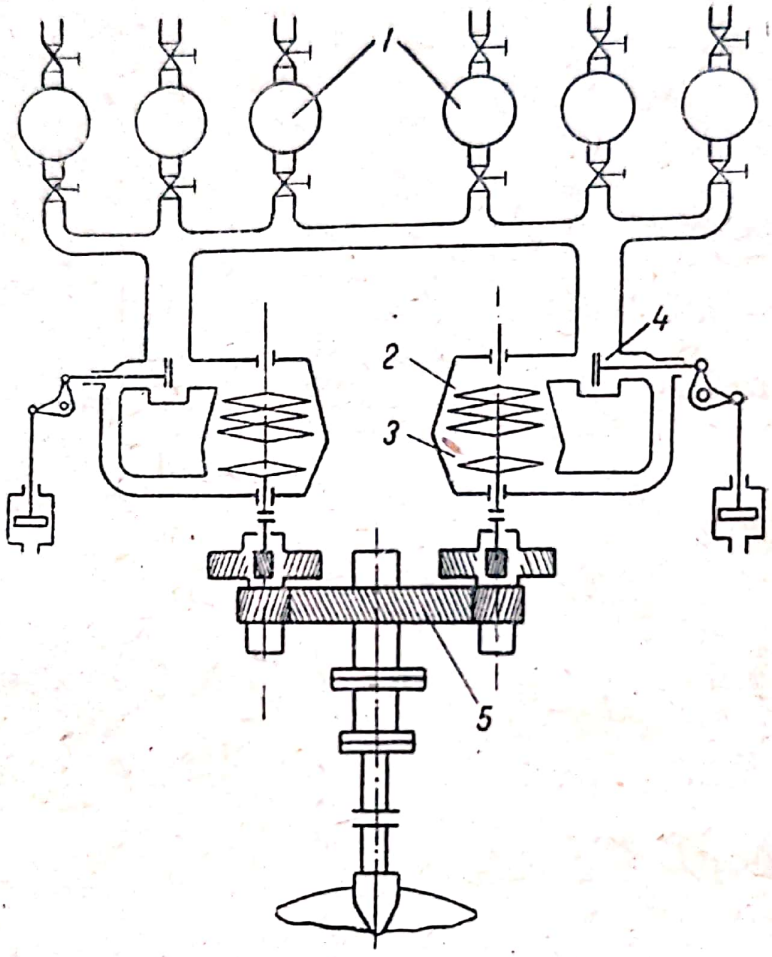


Fig. 154. Schema instalației de propulsie prin mașini termice cu pistoane libere a unei nave (6 000 CP):

1 — generatoare cu pistoane libere; *2* — turbină cu gaze (partea de mers înainte); *3* — turbină cu gaze (partea de mers înapoi); *4* — supape de manevră; *5* — angrenaj reductor.

se vede în macheta reprodusă în fig. 155. Cele șase generatoare de gaze trimit gazele de lucru în conducta colectoare comună. Fiecare generator de gaze este prevăzut cu o supapă de reținere, care împiedică scăparea gazelor din conductă atunci cînd unul dintre generatoare se oprește sau cînd presiunea gazelor furnizate de generator este mai mică decît cea din conductă, iar printr-o supapă, manevrabilă manual, gazele fiecărui generator pot fi evacuate în atmosferă. La funcționa-

rea normală supapa este închisă și servește numai la pornirea generatorului înaintea conectării la conducta colectoare.

Fiecare dintre cele două turbine are șase trepte pentru mers înainte și două pentru mers înapoi (fig. 156 reprezintă

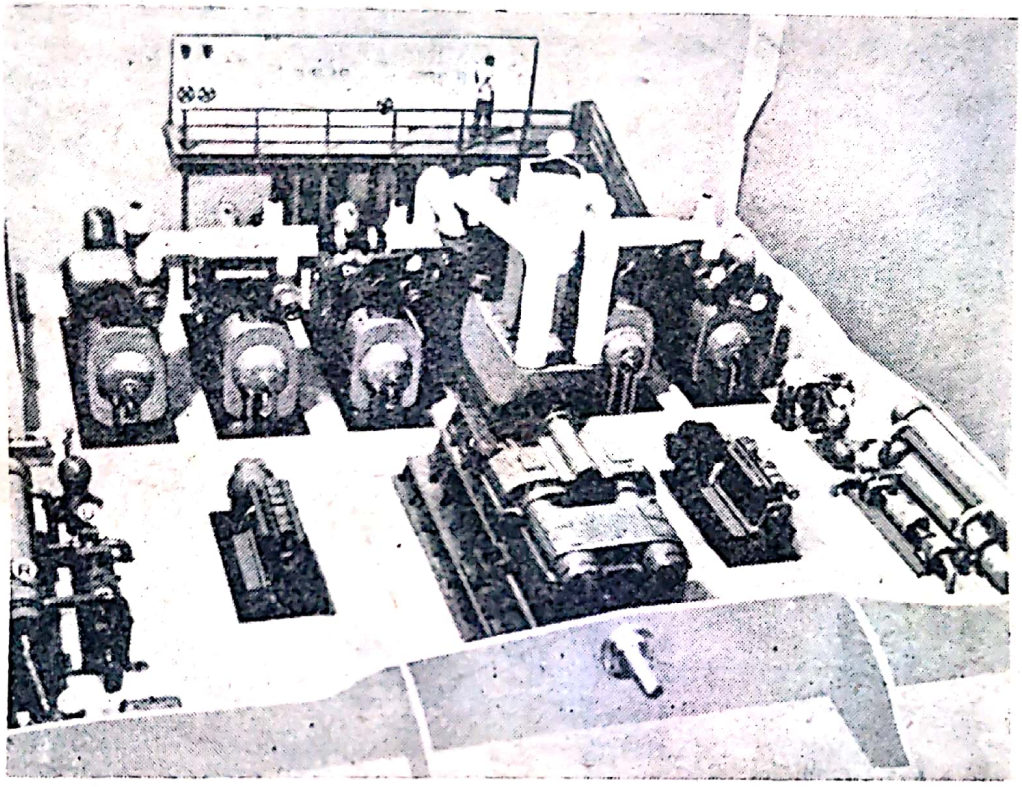


Fig. 155. Macheta instalației termice cu pistoane libere a navei din fig. 154.

schema acestei turbine cu notațiile din fig. 154, iar fig. 157 — o secțiune prin turbină). La mersul plin înainte, turația turbinei este de 5 500 rot/min. Fiecare turbină are cîte două supape de manevră care permit dirijarea gazelor de lucru fie asupra treptelor pentru mers înainte, fie asupra celor pentru mers înapoi. În cazul poziției mediane a supapei, are loc admisiunea simultană a treptelor de avans și de retur, iar puterea transmisă arborelui elicei corespunde diferenței dintre cele două puteri. Oprirea arborelui se realizează la acea poziție a supapei la care cuplul de avans compensează pe cel retur. În felul acesta se poate obține, spre deosebire de propulsia cu motoare Diesel, orice turație a elicei de la 0 la valoarea nominală.

Angrenajul cu două trepte reduce turația turbinei în raportul 5 500 : 101.

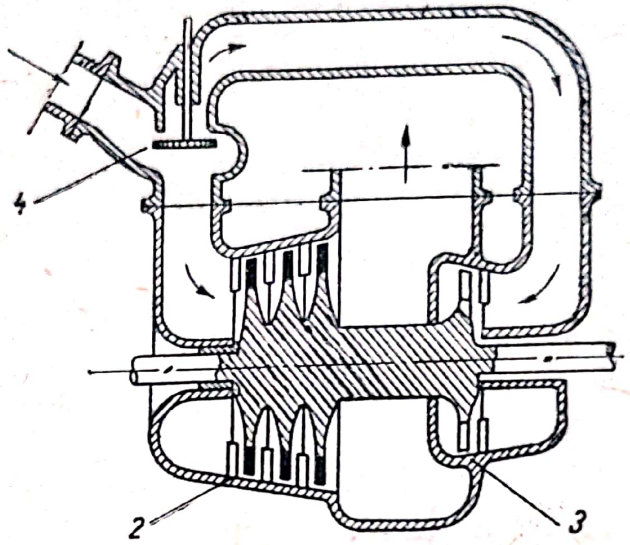


Fig. 156. Schema turbinei cu gaze a instalației termice cu pistoane libere din fig. 154.

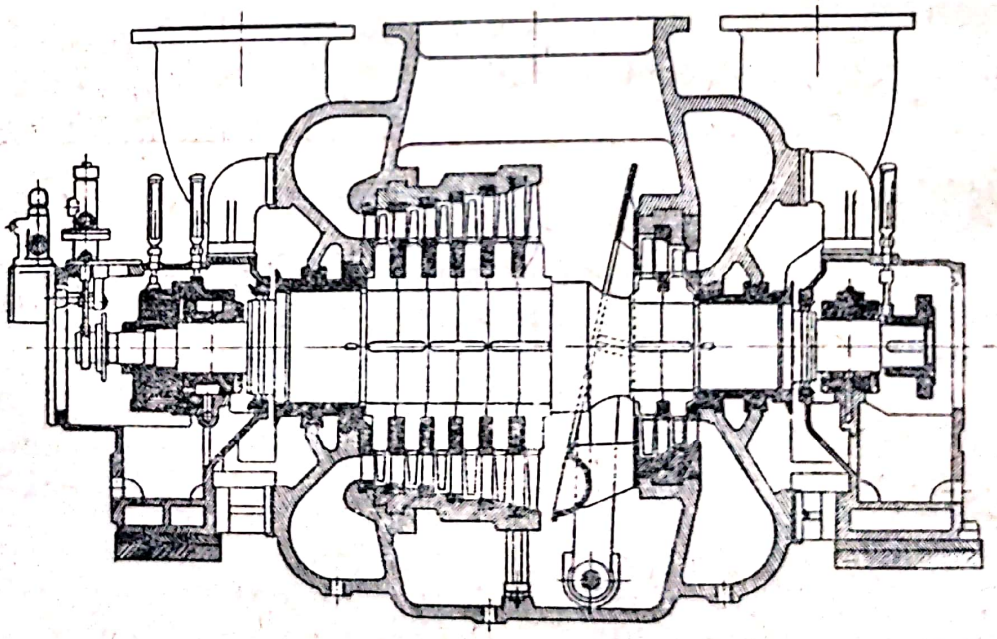


Fig. 157. Turbina cu gaze a instalației termice cu pistoane libere a navei din fig. 154.

Scanned with OKEN Scanner

Procesul reglajului și acționarea supapei de reglaj sînt redate în fig. 158. Comanda supapei de reglaj *1* se efectuează peste tija *2* prin intermediul servomotorului *3* pe cale hidraulică. Ambele circuite de ulei de comandă sînt acționate prin

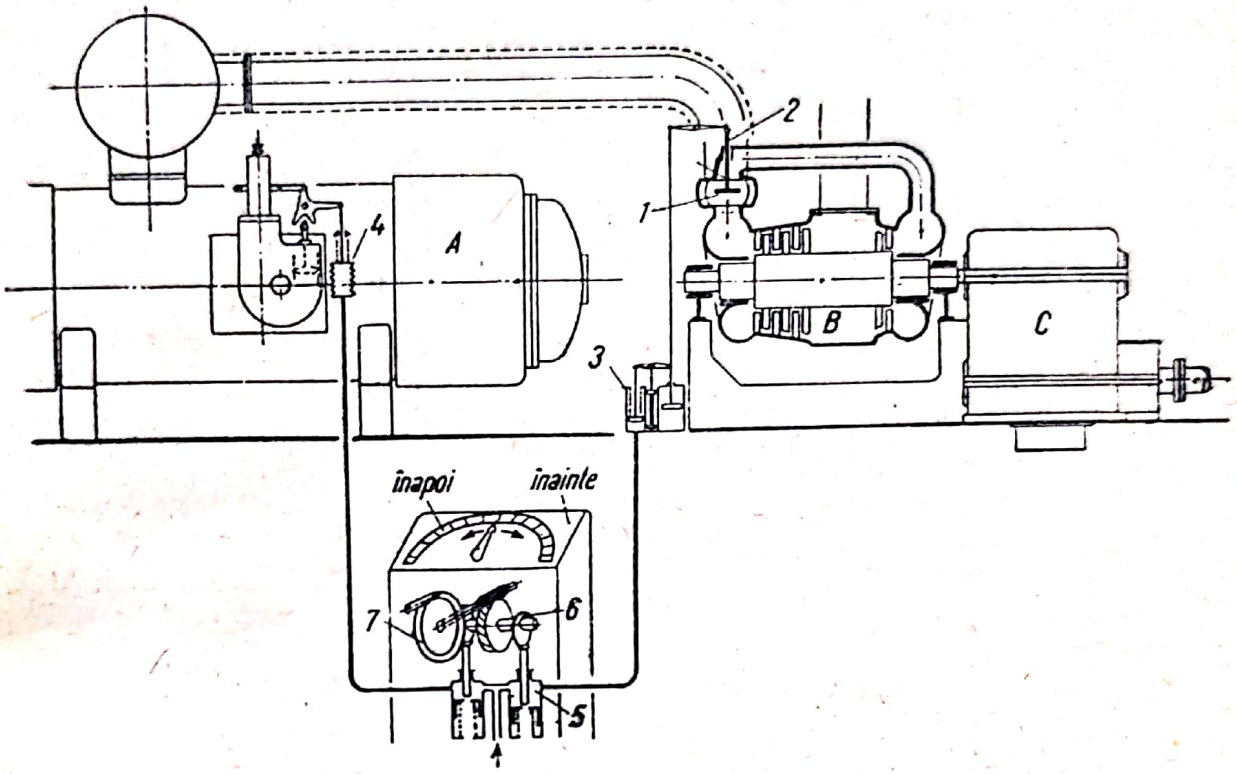


Fig. 158. Reglajul pentru mersul înainte și înapoi la o instalație termică navală cu pistoane libere avînd turbină cu gaze cu mers înainte și înapoi:
A — generator cu pistoane libere; *B* — turbină cu gaze; *C* — angrenaj reductor.

aceeași roată de mînă *7*. Mișcarea acestei roți este transmisă peste un angrenaj cu melc și două came *6* celor două modulatoare de presiune *5*. La rotirea roții de mînă în sensul mersului înainte, supapa *1* frînează din ce în ce mai mult sosirea gazelor în partea de mers înapoi, mărindu-se în același timp alimentarea părții de mers înainte. În această fază a reglajului generatorul de gaze funcționează în gol, fiind alimentat cu cantitatea minimă de combustibil, în urma acționării camei *6*, a circuitului de ulei și a organului de comandă *4*, de la pompa de combustibil.

După ce supapa *1* a închis complet alimentarea părții de mers înapoi, pompa de combustibil primește comanda de mărire a cantității de combustibil. Cele două came *6* sînt reciproc armonizate, astfel încît trecerea de la faza întîi la cea

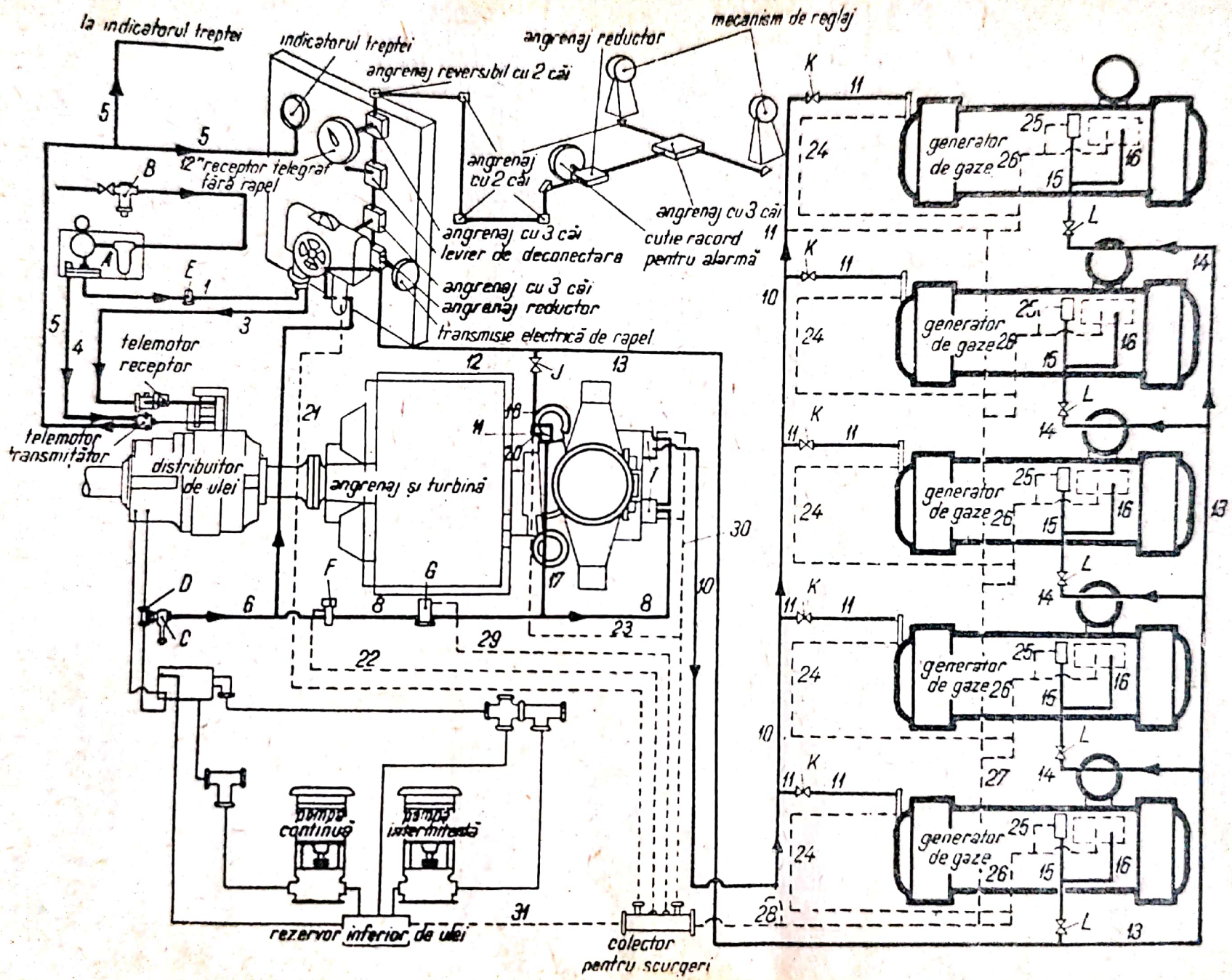


Fig. 159. Schema comenzilor instalației termice cu pistoane libere a navei „Rembrandt".

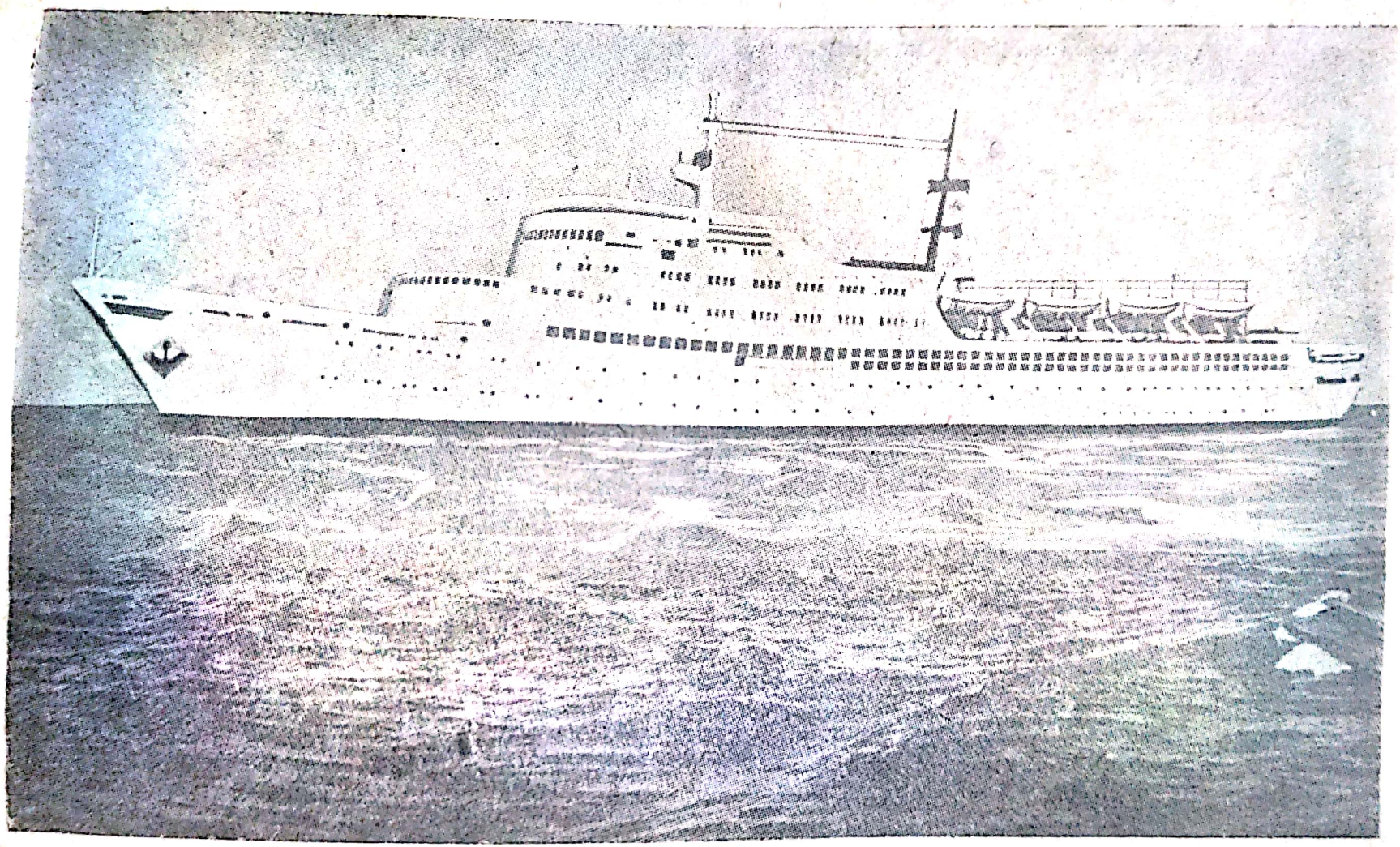


Fig. 160. Nava „Fritz Heckert“ cu propulsie prin mașini termice cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

de-a doua se realizează în condițiile cele mai satisfăcătoare. În faza a doua, prin rotirea roții de mînă este acționată numai pompa de combustibil. Depășirea turației maxime este împiedicată printr-un regulator de turație.

Un cargou mai modern este vasul „Rembrandt", de 12 940 t, propulsat de o instalație termică cu pistoane libere de 4 000 (4 400) CP. Din cele cinci generatoare de gaze cu pistoane libere GS-34, patru servesc la propulsia navei și unul este de rezervă. Turbina axială de gaze cu șase etaje la 6 800 rot/min produce o putere maximă de durată de 4 110 CP, iar la 7 000 rot/min, o putere uniorară de 4 600 CP, la arbore. Fig. 159 arată schematic cum se comandă această instalație de forță.

Cea mai mare navă de pasageri cu propulsie prin mașini termice cu pistoane libere este nava de excursie „Fritz Heckert", din Republica Democrată Germană (fig. 160). Această navă, echipată cu cele mai moderne instalații, are o instalație de propulsie combinată, formată dintr-o instalație termică de forță cu pistoane libere și o instalație cu motoare Diesel. Din motive de economicitate, se utilizează la viteze mici numai motoarele Diesel, iar la vitezele mai ridicate, fie numai instalația cu pistoane libere, fie instalația combinată de motoare Diesel și mașini termice cu pistoane libere. La încercări și în exploatare acest fel de propulsie s-a comportat excelent.

Puterea maximă a instalației de 10 200 CP se repartizează în felul următor:

5 600 CP puterea totală a instalației cu pistoane libere;
4 600 CP puterea celor două motoare Diesel.

Cele șase generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul GS-34 sînt dispuse în două grupuri de cîte trei unități și alimentează cu gaze de lucru două turbine cu gaze.

Caracteristicile generatoarelor de gaze sînt cele ale unităților SIGMA GS-34, iar cele ale celor două turbine de gaze sînt următoarele:

— puterea	maximum 2 800 CP
— turația	5 500 rot/min
— puterea la mers înapoi pentru o turație de 3 500 rot/min	1 200 CP
— temperatura de intrare a gazelor	460°C

— presiunea de intrare a gazelor — 4 kgf/cm²
— temperatura gazelor evacuate — 260°C
— presiunea gazelor evacuate — 1,5 kgf/cm²

Partea de mers înainte, compusă din cinci trepte, și partea de mers înapoi, compusă dintr-o roată Curtis cu două coroane, sînt montate într-o carcasă comună, avînd pereți dubli. La fiecare turbină curentul gazelor este condus spre partea de mers înainte sau înapoi, cu ajutorul a două supape de schimbare de sens, acționate prin ulei. Afară de aceasta, două supape de răcire duc căldura de ventilație produsă de partea ce rotește liber (partea de mers înapoi sau cea de mers înainte) spre canalul de evacuare. Deschiderea supapelor de mers înainte sau de mers înapoi are loc automat, prin ulei sub presiune. Fiecare turbină este echipată cu instalațiile de siguranță necesare, ca declanșare rapidă la supraturații, la oprirea uleiului de ungere și la deplasarea axială a rotorului turbinei peste limita admisă.

Pornirea generatoarelor de gaze are loc printr-o conductă specială de pornire, prin care gazele de evacuare ajung spre exterior.

Generatoarele de gaze cu pistoane libere sînt echipate de asemenea cu întreaga aparatură de siguranță necesară, care opresc generatoarele în cazul nefuncționării circuitului de răcire sau al depășirii cursei admisibile a pistonului liber.

Puterea celor două motoare Diesel principale este transmisă la arborele principal al angrenajului turbinei prin intermediul unui cuplaj electromagnetic, fără schimbarea raportului de turație. Acuplajul electromagnetic permite conectarea sau deconectarea motoarelor Diesel în timpul funcționării.

Puterea turbinei cu gaze este transmisă la arborele principal al angrenajului prin intermediul a două trepte de angrenaj și un cuplaj hidraulic. Conectarea, respectiv deconectarea turbinei cu gaze au loc prin intermediul cuplajului hidraulic.

Puterea la axa de ieșire a angrenajului este de 5 000 CP la 317 rot/min.

Instalația de forță este reprezentată în fig. 161.

Incontestabil că un interes deosebit pentru propulsia navelor îl prezintă supraalimentarea cilindrului compresor al

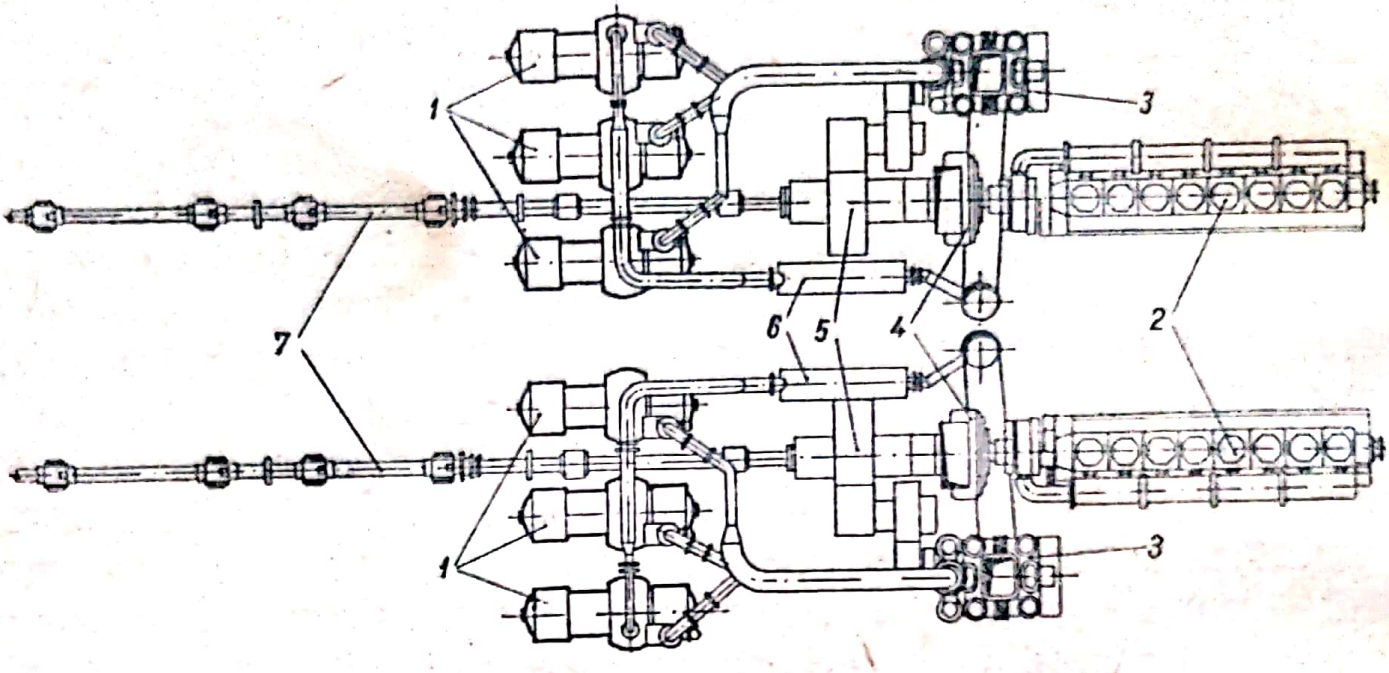


Fig. 161. Reprezentarea schematică a instalației de forță a navei „Fritz Heckert":

1 — generatorul cu pistoane libere (total 6 000 CP); *2* — motoare Diesel principale (total 4 600 CP); *3* — turbine cu gaze; *4* — cuplaj electromagnetic; *5* — angrenaj; *6* — amortizator de sunet; *7* — arbori de elice.

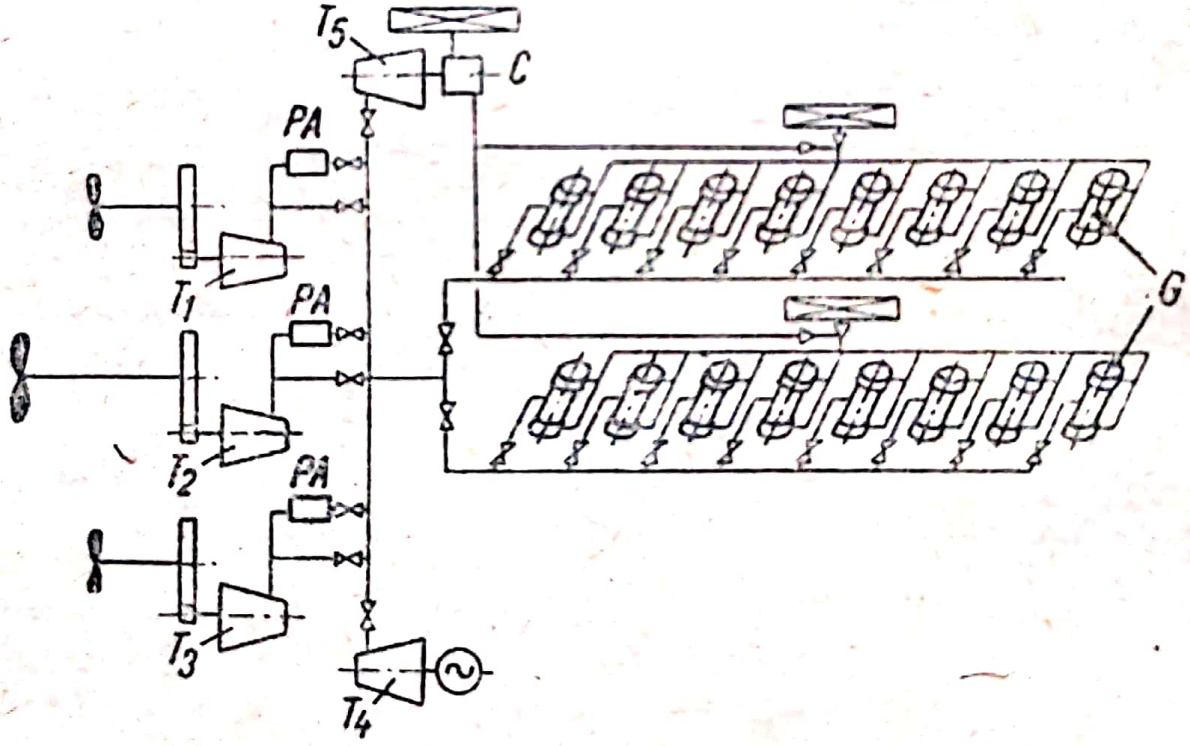


Fig. 162. Schema unei instalații de forță navală de mare putere cu pistoane libere, folosind supraalimentarea cilindrilor compresori și postarderea:

T_1, T_2, T_3 — turbine principale; T_4 — turbina auxiliară; T_5 — turbina compresorului de supraalimentare; *C* — compresorul de supraalimentare; *PA* — camera de postardere; G — generatoare cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

generatorului de gaze cu pistoane libere. Prin această măsură puterea instalației poate fi apreciabil mărită, fără a mări sensibil dimensiunile, respectiv greutatea instalației, iar economicitatea exploatării nu scade.

Sînt cazuri cînd pentru anumite scopuri de manevră ale navei este necesară dezvoltarea trecătoare a unui surplus de putere, fără să se țină seamă de economicitate. În astfel de cazuri pare util să se prevadă în instalație și camere de postardere, care pot fi puse în funcțiune la nevoie.

Schema unei astfel de instalații cu supraalimentarea cilindrului compresor și aplicarea postarderii este redată în fig. 162. Ea a fost dezvoltată pentru o instalație de forță cu pistoane libere de 100 000 (140 000) CP, utilizîndu-se 16 generatoare de gaze cu contrapistoane avînd fiecare o putere de 7 000 CP în regim de supraalimentare a cilindrului compresor, care poate fi mărită la circa 9 000 CP prin postardere.

În această construcție, T_1, T_2 și T_3 reprezintă turbinele principale, T_4 — turbina pentru instalațiile auxiliare, iar T_5 — cea de acționare a compresorului de supraalimentare a cilindrilor compresori. Comanda tuturor supapelor de manevră poate fi realizată simplu de la pupitrul de comandă printr-o acționare electropneumatică de la distanță.

3. Propulsia autocamioanelor, automobilelor și tractoarelor

Cauzele principale care au împiedicat soluționarea problemei acționării autovehiculelor și a tractoarelor prin turbine cu gaze, au fost, înainte de toate, randamentul foarte mic (respectiv consumul de combustibil foarte mare $b > 400$ g/CPh), precum și temperaturile foarte înalte ale gazelor de lucru, care, după cum s-a arătat anterior, provocau solicitări foarte intense ale materialului paletelor, respectiv reclamau un material cu totul special. Diferitele forme de schimbătoare de căldură încercate în ultimul timp nu puteau nici ele contribui la o soluționare a problemei, din cauza ancombramentului și a costului mare. La acestea se mai adăugau toate dezavantajele legate de tranzitul unei cantități relativ mari de fluid motor, ca dificultăți de filtraj al aerului admis (dimensiuni

Scanned with OKEN Scanner

foarte mari ale filtrului și ale secțiunilor de trecere) și evacuarea zgomotoasă a debitului mare de fluid. Nici ancombramentul turbinei nu pleda în favoarea folosirii acestei mașini termice.

Dacă ne referim la relatările din cap. I al primei părți, ne putem da seamă că toate aceste dezavantaje au fost aproape în întregime eliminate în cazul folosirii grupurilor mixte-generatoare de gaze cu pistoane libere și turbine cu gaze.

Se poate astfel afirma că:

— randamentul mare (de ordinul mărimii randamentului motoarelor Diesel);

— temperaturile joase ale gazelor de lucru (circa 400 —500°C);

— dimensiunile mici ale turbinei (circa $^1/_4$ din cele ale turbinei obișnuite de gaze);

— debitul relativ redus al gazelor de lucru (de asemenea circa $^1/_5$ din cel utilizat de turbinele obișnuite) au drept urmare că această soluție prezintă serioase avantaje la acționarea autovehiculelor și a mașinilor de tracțiune grele și ultragrele.

În adevăr, funcționarea este la fel de economică ca și în cazul folosirii motoarelor Diesel; paletele de turbină pot fi executate din material obișnuit, fiind asigurată în același timp și o lungă durată de exploatare; dimensiunile mici permit dispoziții foarte avantajoase ale motorului, iar debitul scăzut al gazelor de lucru face ca atît intrarea aerului cît și zgomotul la evacuarea gazului să constituie probleme ușor de rezolvat.

Încă acum cîțiva ani s-a trecut la încercări de acționare a autovehiculelor folosind generatoare de gaze cu pistoane libere, care acționau asupra unei turbine cu gaze. Aceste încercări s-au soldat cu un succes deplin.

Schema vehiculului rezultă din fig. 163 *a*. Au fost folosite două unități generatoare de gaze de lucru de tipul „spre interior" de dimensiuni mici, dispuse lateral pe vehicul, alimentînd o turbină cu gaze. Alezajul cilindrului motor a fost de 120 mm, iar frecvența maximă a mașinii cu pistoane libere — de 1 870 oscil./min.

Puterea utilă maximă în cazul funcționării ambelor unități generatoare de gaze a fost de 240 CP, scăzînd la 100 CP,

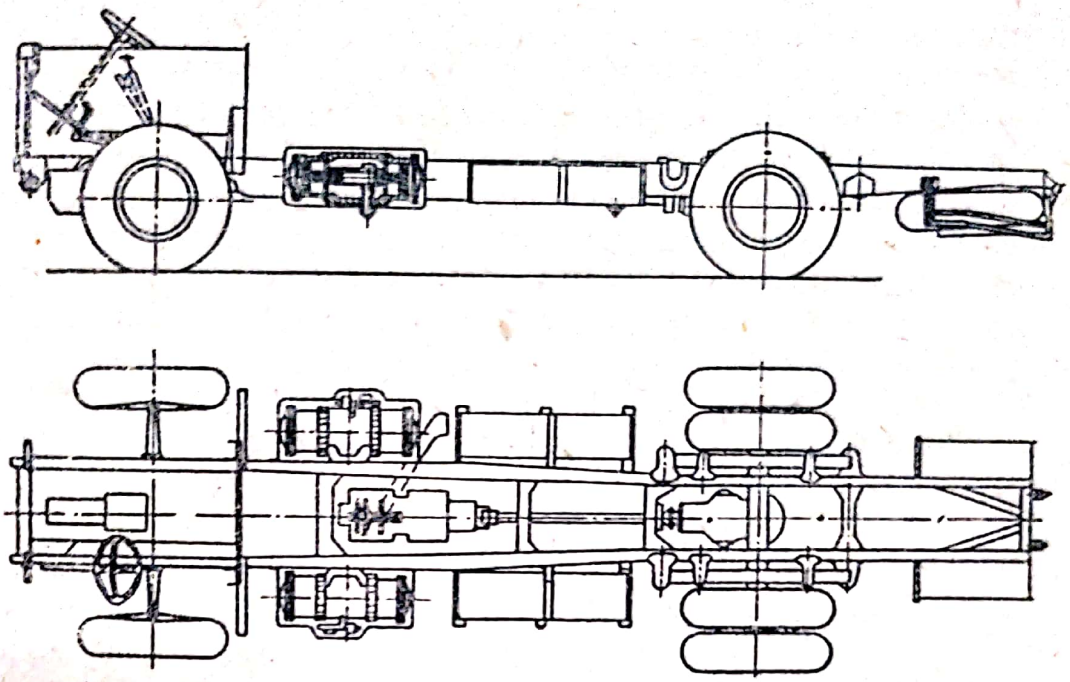


Fig. 163, a. Schema unui vehicul greu cu propulsie prin mașini termice cu pistoane libere.

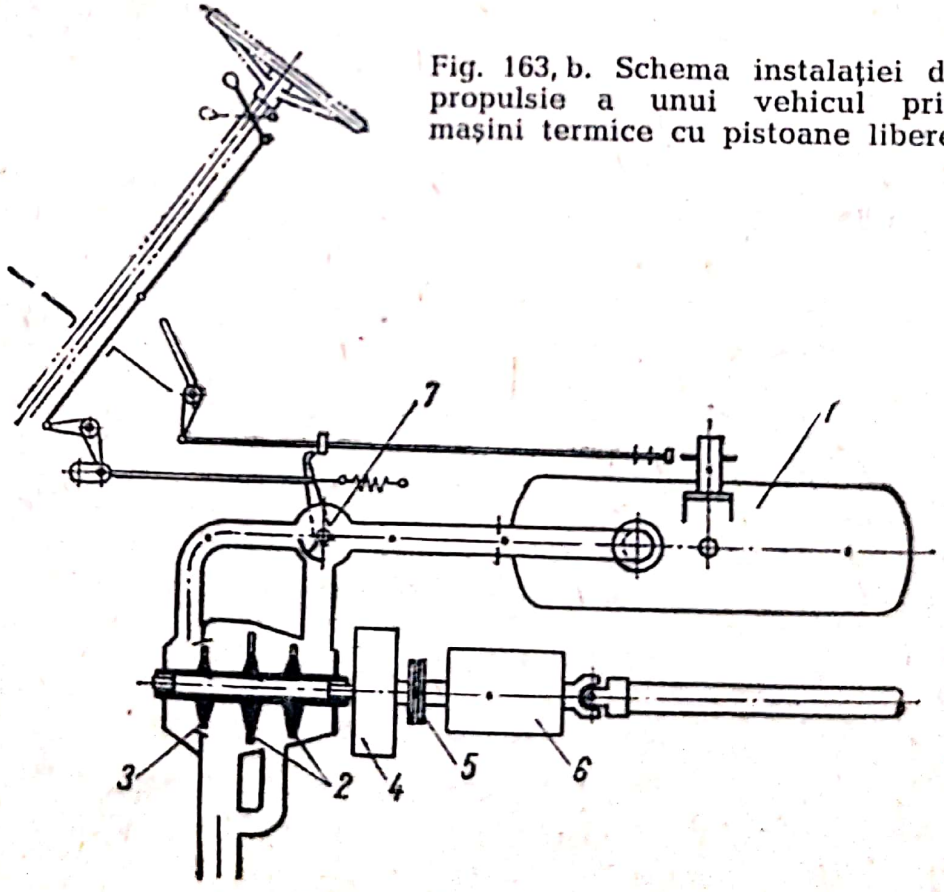


Fig. 163, b. Schema instalației de propulsie a unui vehicul prin mașini termice cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

în cazul folosirii unui singur generator de gaze. Reducerea puterii la mai puțin de jumătate, în cazul unei singure unități cu pistoane libere, se explică prin caracteristica debitului absorbit de turbină prin puterea corespunzătoare. Funcționarea cu un singur generator de gaze s-a impus la sarcini reduse, realizîndu-se o exploatare destul de economică. În prezent, prin aplicarea metodei recirculației, economicitatea exploatării poate fi menținută pînă la cele mai scăzute sarcini, utilizînd de la început un singur generator de gaze.

Cum au arătat încercările, în regim normal de exploatare consumul specific de combustibil a fost de circa 230—240 g/GPh.

După cum rezultă din schema de acționare din fig. 163 *b*, turbina cu gaze avea două trepte de lucru 2 și una de frînare

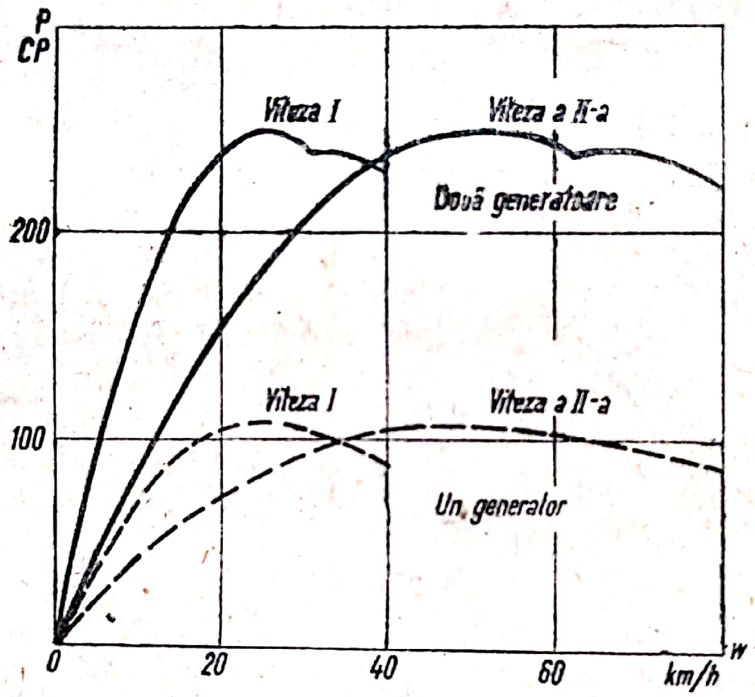


Fig. 164. Diagrama variației puterii la un vehicul acționat prin mașini termice cu pistoane libere.

3 cu un diametru mediu de circa 250 mm. De la arborele turbinei puterea se transmitea mai departe la un reductor de viteză 4 și un ambreiaj 5. Un schimbător cu două viteze 6, al cărui efect rezultă din diagramele reprezentate în fig. 164, permitea adaptarea la cele mai grele condiții de tracțiune (demaraj rapid pe pantă cu încărcătură mare) și ușura funcționarea cu un singur grup generator. Frînarea turbinei în vede-

rea schimbării vitezei, sau chiar frînarea în parte a vehiculului se obține prin acționarea valvei de distribuție a gazelor 7. În aceeași figură, *1* este generatorul de gaze cu pistoane libere.

De la aceste prime încercări de utilizare a mașinilor termice cu pistoane libere la vehicule și pînă în prezent s-a lucrat mult în acest domeniu. Majoritatea uzinelor mari de vehicule, dîndu-și seamă de avantajele acestei acționări, au făcut încercări avansate în acest domeniu.

În Uniunea Sovietică se lucrează foarte intens în domeniul folosirii mașinilor termice cu pistoane libere la mașini utilitare, tractoare și autovehicule, și ne putem aștepta ca în scurtă vreme acționarea acestor mașini prin motoare cu pistoane libere să fie pe deplin rezolvată.

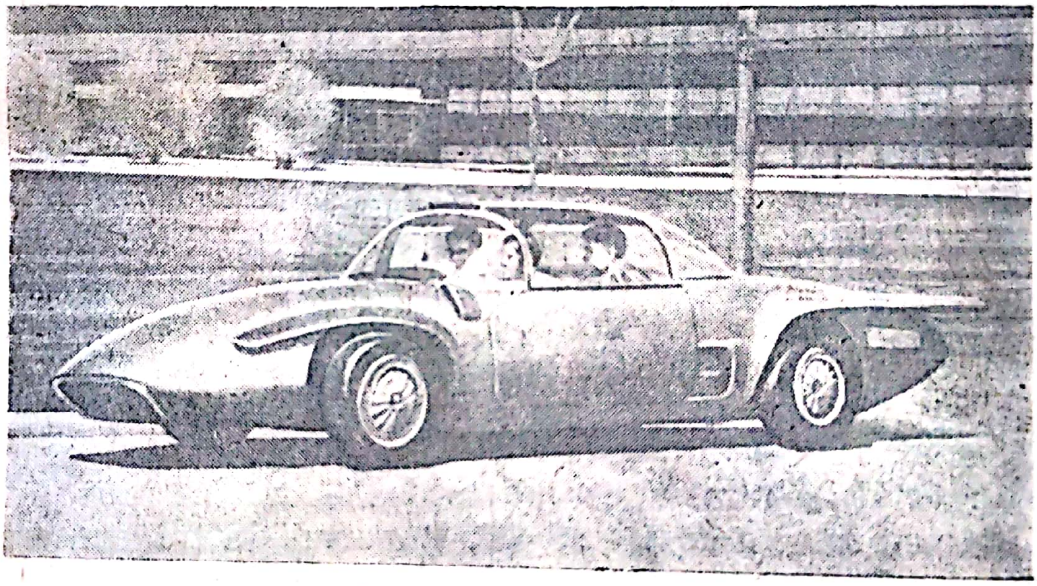


Fig. 165. Vederea unui automobil propulsat prin mașini termice cu pistoane libere.

În fig. 165 este reprezentat un autovehicul pe al cărui șasiu s-a montat unitatea jumelată cu pistoane libere de 250 CP, descrisă în cap. I al acestei părți. La această construcție a fost asigurată o repartiție avantajoasă a greutăților prin montarea unităților generatoare de gaze cu pistoane libere la capătul din față al șasiului, iar turbina, pe un ansamblu de transmisie, la spate. Conducta de gaze de lucru este plasată în bordajul din stînga al șasiului, în felul acesta corpul avînd podeaua liberă lipsită de tunelul obișnuit de adăpostire a transmisiei.

Scanned with OKEN Scanner

Turbina de gaze folosită este un agregat cu cinci trepte cu flux axial, dînd un cuplu foarte satisfăcător la vitezele joase. Turația turbinei este redusă printr-un angrenaj reductor cu un raport de reducere de 7 : 1. S-a utilizat un schimbător de viteze existent cu patru viteze. Generatorul de curent, pompa de apă și alte mecanisme auxiliare au fost acționate direct de la transmisie. Roțile din spate au suspensia independentă, pentru a permite ca masa turbinei, reductorul, transmisia și diferențialul să fie montate solid pe cadrul șasiului.

Performanțele obținute cu această propulsie au fost foarte mulțumitoare. În cursul încercărilor preliminare s-a obținut un consum specific de combustibil de sub 205 g/CPh și, pe baza rezultatelor unor încercări de peste 25 000 ore cu diferite mașini cu pistoane libere de aproximativ aceeași mărime, se consideră că se va putea coborî consumul specific de combustibil sub 200 g/CPh.

Uzinele Ford au făcut de asemenea intense încercări folosind unitatea generatoare de gaze cu pistoane libere de 160 CP, descrisă la cap. I.

În ultimii ani s-a trecut din partea uzinelor Ford la utilizarea mașinilor termice cu pistoane libere ca mijloc de acționare a tractoarelor. Puterea de 160 CP a generatorului de gaze a fost micșorată la 50—60 CP, prin coborîrea presiunii gazelor de lucru la 2,8 kgf/cm^2 și a temperaturii la 520°C.

În aceste condiții s-a putut utiliza o turbină simplă, radială, monoetajată.

Raportul de transmitere al turbinei la viteza întîi pînă la roțile tractorului a fost 1 : 5 400. Raportul de transmitere de la turbină la angrenajul schimbător a fost 21,5 : 1 și cel de la turbină la axul angrenajului auxiliar 7 : 1.

Acest tractor, care funcționează satisfăcător, are o mare elasticitate, prin cuplul care crește pronunțat cu scăderea turației. Este de remarcat și marea indiferență la combustibilii folosiți.

Fig. 166 reprezintă schematic instalația de propulsie a tractorului. Intrarea aerului se face deasupra capotei, printr-un filtru larg dimensionat. Pompa de răcire și de ungere, pompa hidraulică a tractorului, ca și dinamul sînt antrenate printr-un angrenaj.

Pompa de apă și de combustibil, cum și ventilatorul sînt antrenate prin curea. Butelia de pornire, plasată sub capotă,

Scanned with OKEN Scanner

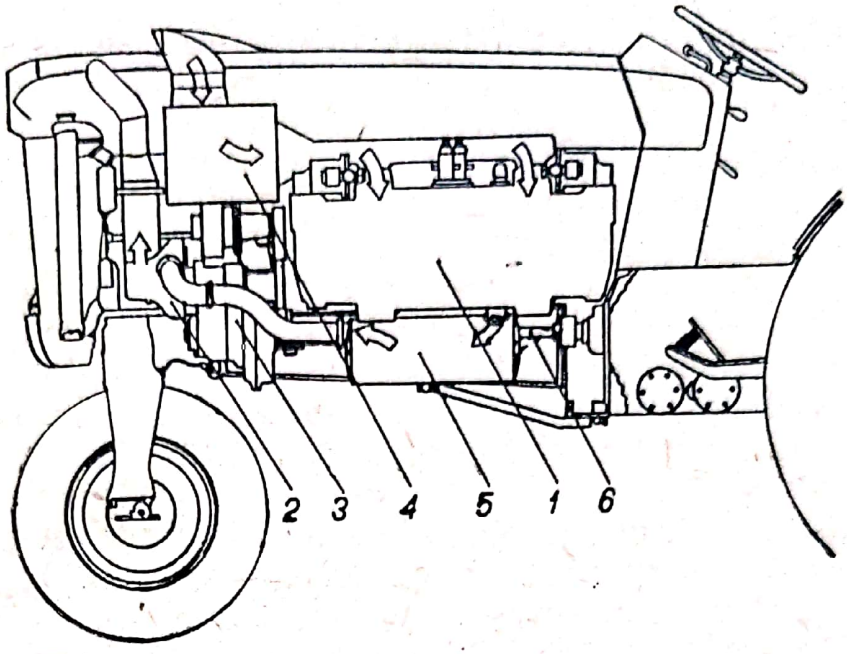


Fig. 166. Instalația de propulsie cu mașină termică cu pistoane libere a tractorului Ford:

1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — turbină cu gaze; *3* — reductor de viteză; *4* — filtru de aer de aspirație; *5* — colector de evacuare; *6* — arbore de centrare.

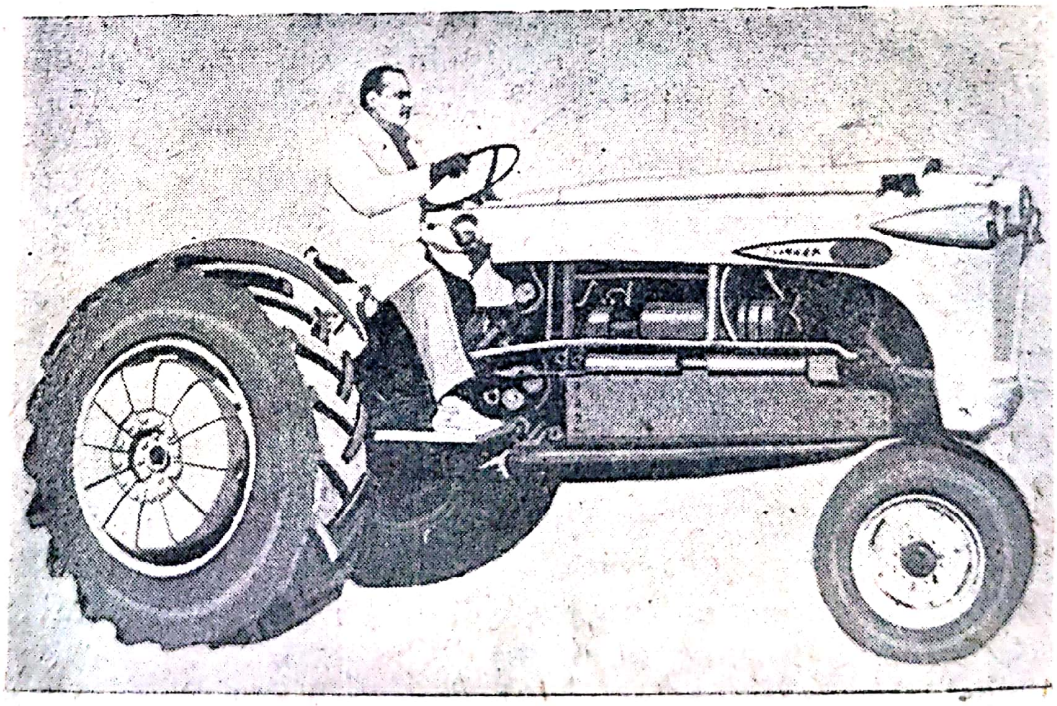


Fig. 167. Tractorul Ford cu propulsie prin mașină termică cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

este umplută automat, prin intermediul unei supape de reținere de la cilindrul motor. Fig. 167 reprezintă tractorul Ford „Taifun".

4. Instalații energetice stabile (centrale termoelectrice, stații de pompare)

În nenumărate locuri ale globului au fost instalate centrale electrice și stații de pompare care, în loc de motoare cu autoaprindere, folosesc cu mult succes mașini termice cu pistoane libere.

O descriere a centralelor electrice de acest fel ar depăși cu mult spațiul disponibil al lucrării de față. Ne vom limita, de aceea, numai la descrierea cîtorva dintre ele.

O instalație interesantă este o centrală termoelectrică pusă în funcțiune în anul 1955, care în momentul de față este și cea mai mare centrală în exploatare acționată de mașini termice cu pistoane libere. Ea folosește opt generatoare de gaze cu pistoane libere de tip GS-34, care acționează împreună asupra unei turbine, avînd o putere de 8 150 CP la arbore, respectiv 6 000 kW. Turbina și generatorul electric au o turație de 3 000 rot/min și sînt legate între ele printr-un cuplaj mobil, care permite decuplarea generatorului, turbina fiind în mișcare. Instalația are rolul de a produce energie electrică și de a servi la compensarea fazelor.

Instalațiile de reglaj au fost descrise în capitolul general al reglajului.

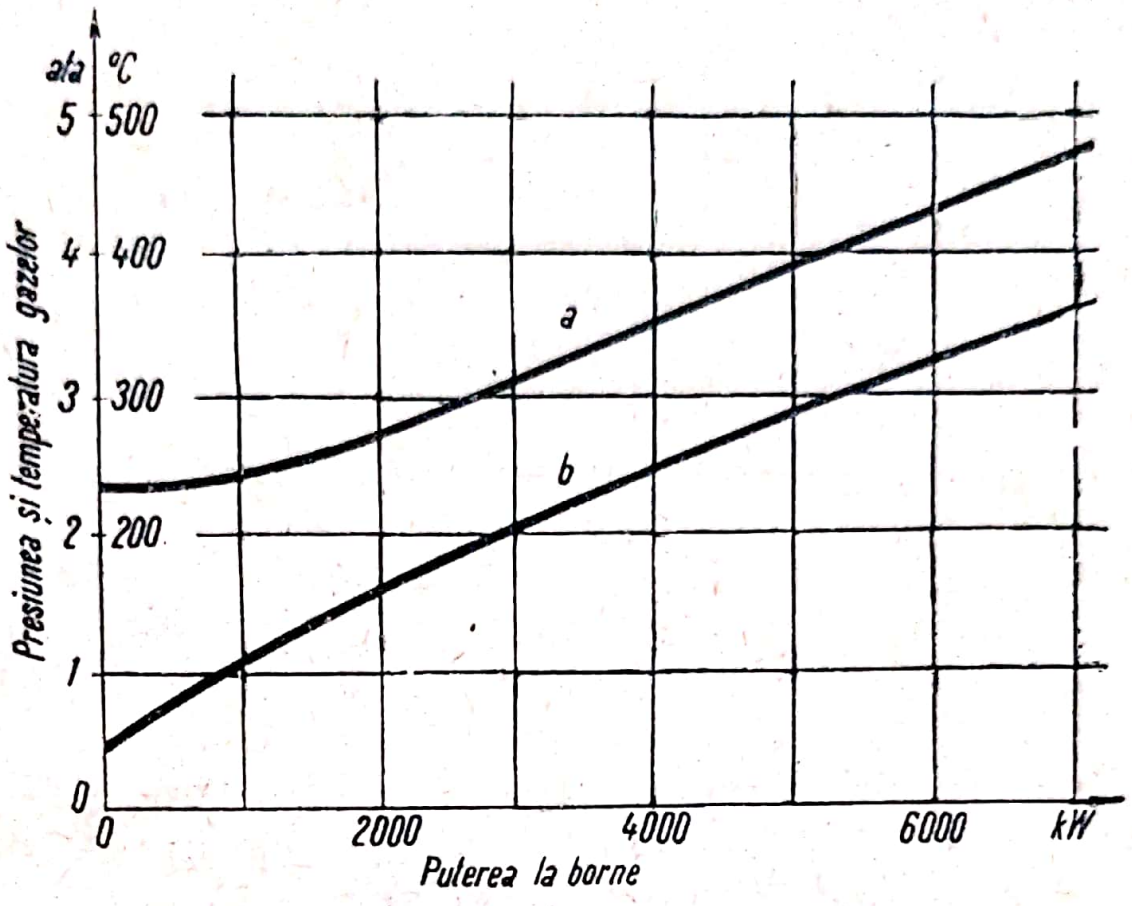
Diagramele din fig. 168, *a* și *b* reprezintă caracteristicile instalațiilor energetice în funcție de puterea la borne.

Rezultatele încercărilor oficiale de recepție sînt date în diagramele 169, *a*, *b* și *c*. Atît puterile realizate, cît și celelalte caracteristici funcționale au fost indicate separat pentru o funcționare cu 5, 6, 7 și 8 generatoare. La sarcină plină s-a măsurat un consum specific de 245,8 g/kWh, folosind un combustibil cu o putere calorică de 10 060 kcal/kg. Acestui consum îi corespunde un randament de 34,78%.

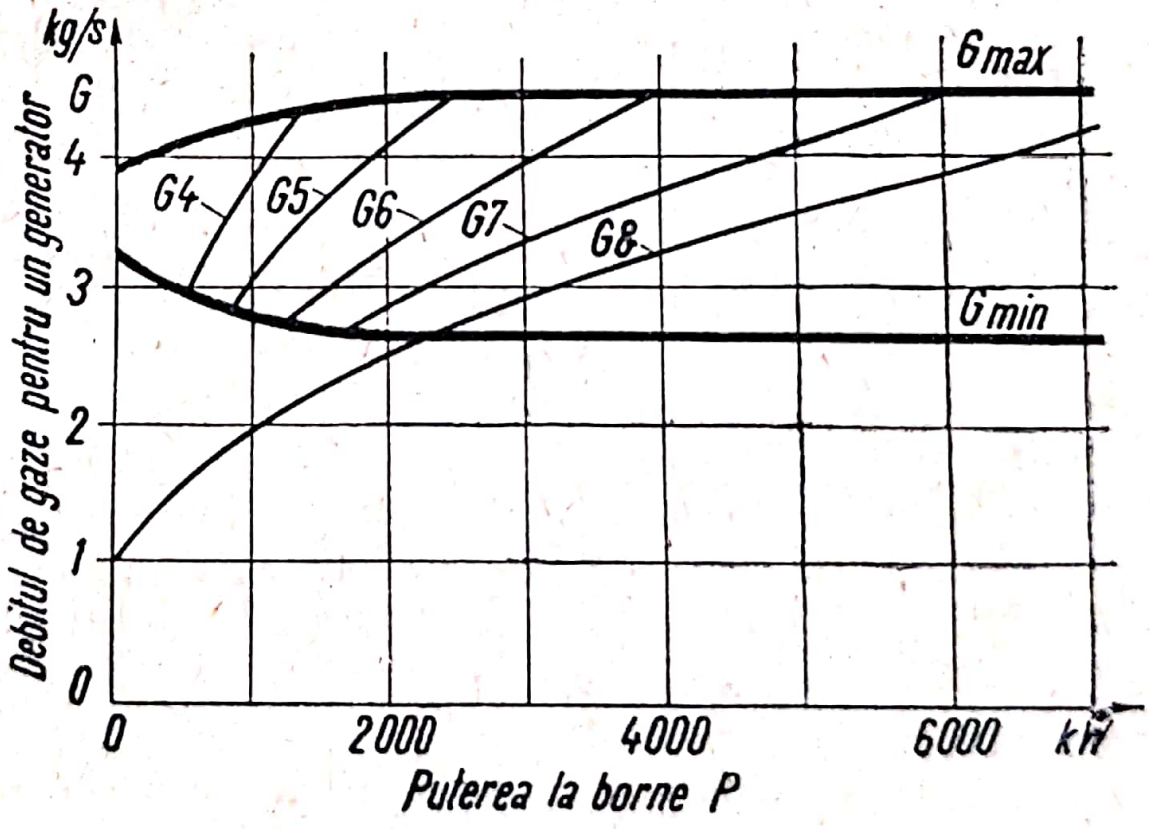
Planurile instalațiilor energetice sînt reprezentate în fig. 170 iar o vedere parțială a instalațiilor, în fig. 171.

O microcentrală de 1 400 kW cu două generatoare de gaze cu pistoane libere este reprezentată în fig. 172.

Scanned with OKEN Scanner



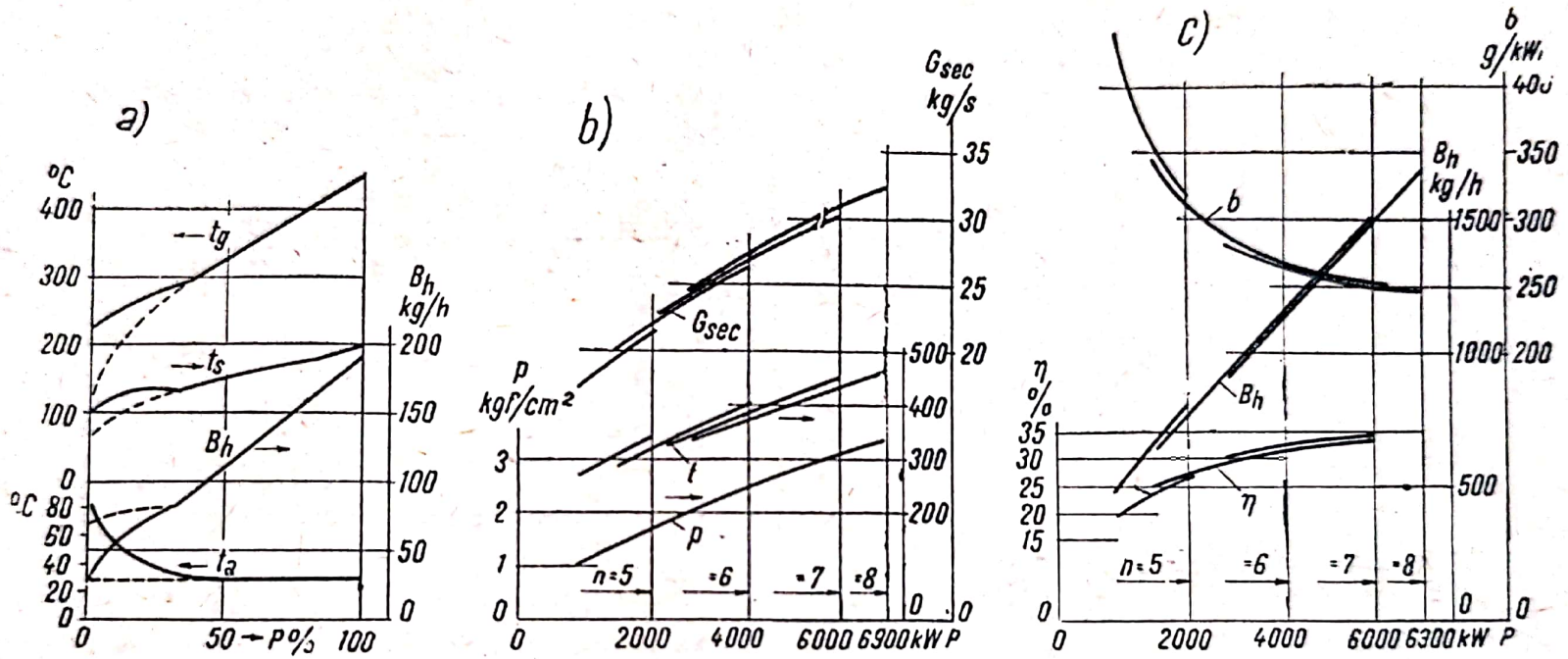
a)



b)

Fig. 168. Diagramele caracteristicilor unei centrale termoelectrice cu pistoane libere (6 000 kW).

Scanned with OKEN Scanner



Temperaturile și consumul orar de combustibil în funcție de putere la funcționarea după legea elicei:
plin: cu recirculația aerului
punctat: fără recirculație
P-puterea
t_g-temperatura gazelor, în °C
t_s-temperatura aerului de baleiaj, în °C
t_a-temperatura aerului în racordul de admisiune al compresorului, în °C
B_h-consumul orar de combustibil

Parametrii și debitul gazului din fața turbinei în funcție de puterea la borne:
P-puterea la borne, în kW
n-numărul generatoarelor în funcțiune
p-presiunea de alimentare, în ata
t-temperatura gazelor, în °C
G_{sec}-debitul gazelor, în kg/s

Consumul de combustibil și randamentul în funcție de puterea la borne:
P-puterea la borne, în kW
n-numărul generatoarelor de gaze în funcțiune
b-consumul specific de combustibil, în g/kWh
B_h-consumul orar de combustibil, în kg/h
η-randamentul global, în %

Fig. 169. Rezultatele încercărilor de recepție a unei centrale termoelectrice cu pistoane libere (6 000 kW).

Scanned with OKEN Scanner

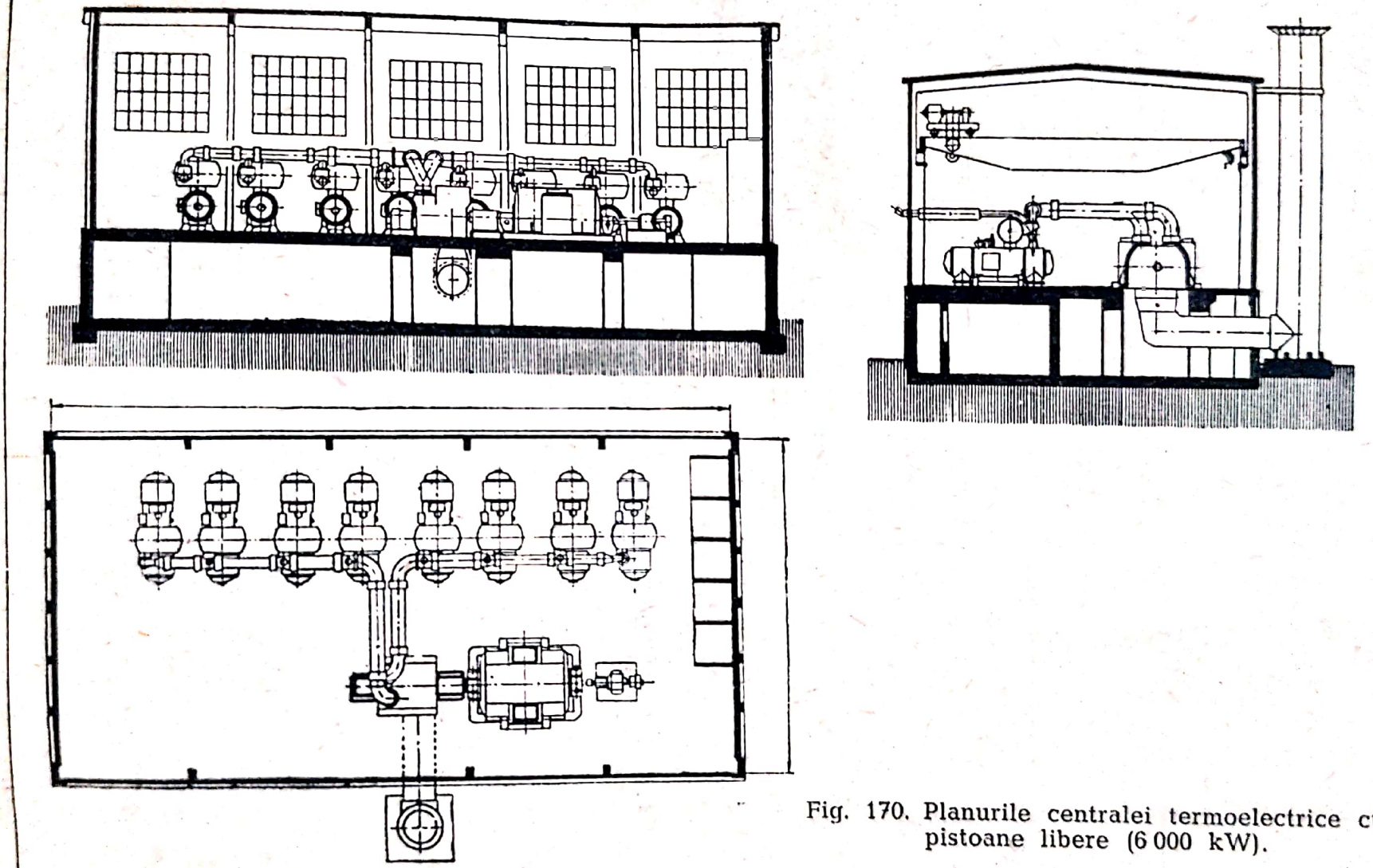


Fig. 170. Planurile centralei termoelectrice cu pistoane libere (6 000 kW).

Scanned with OKEN Scanner

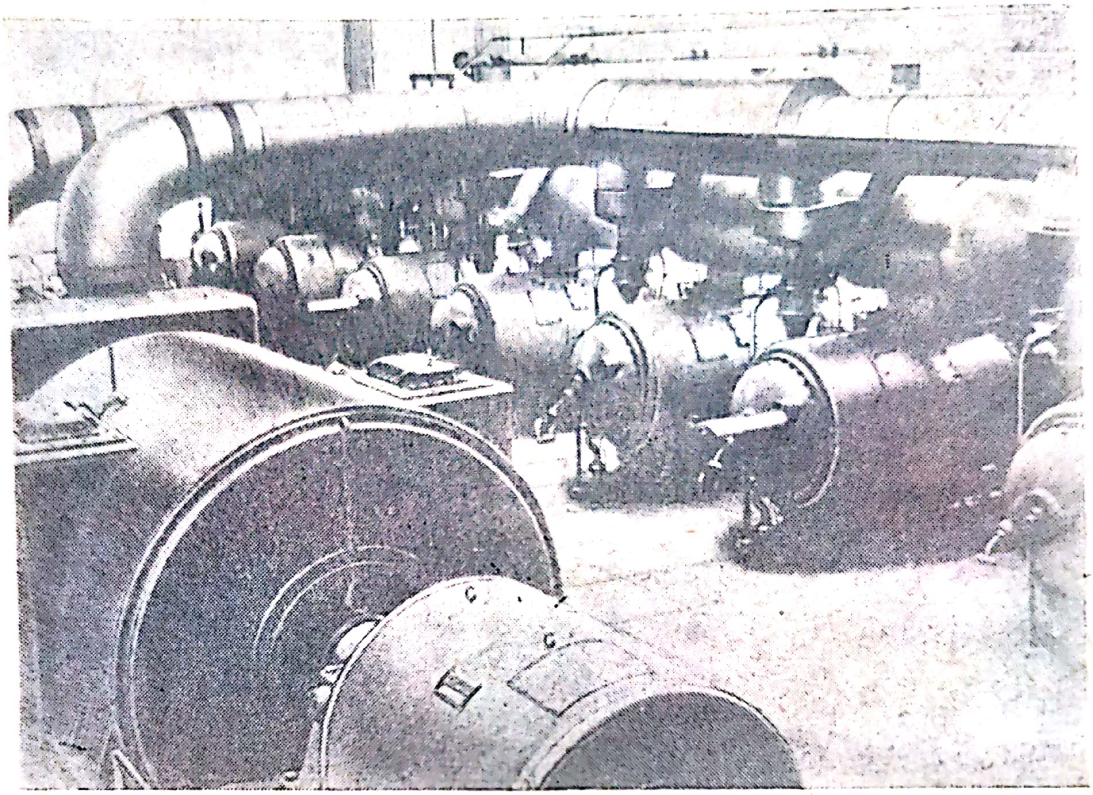


Fig. 171. Vederea centralei termoelectrice cu pistoane libere din fig. 170.

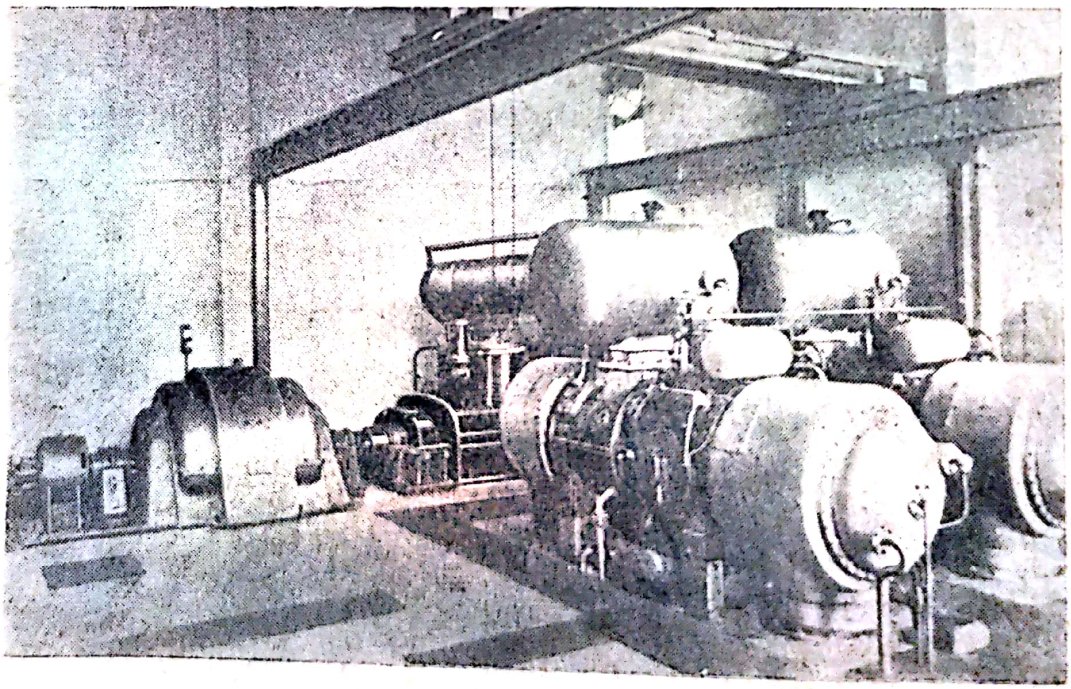
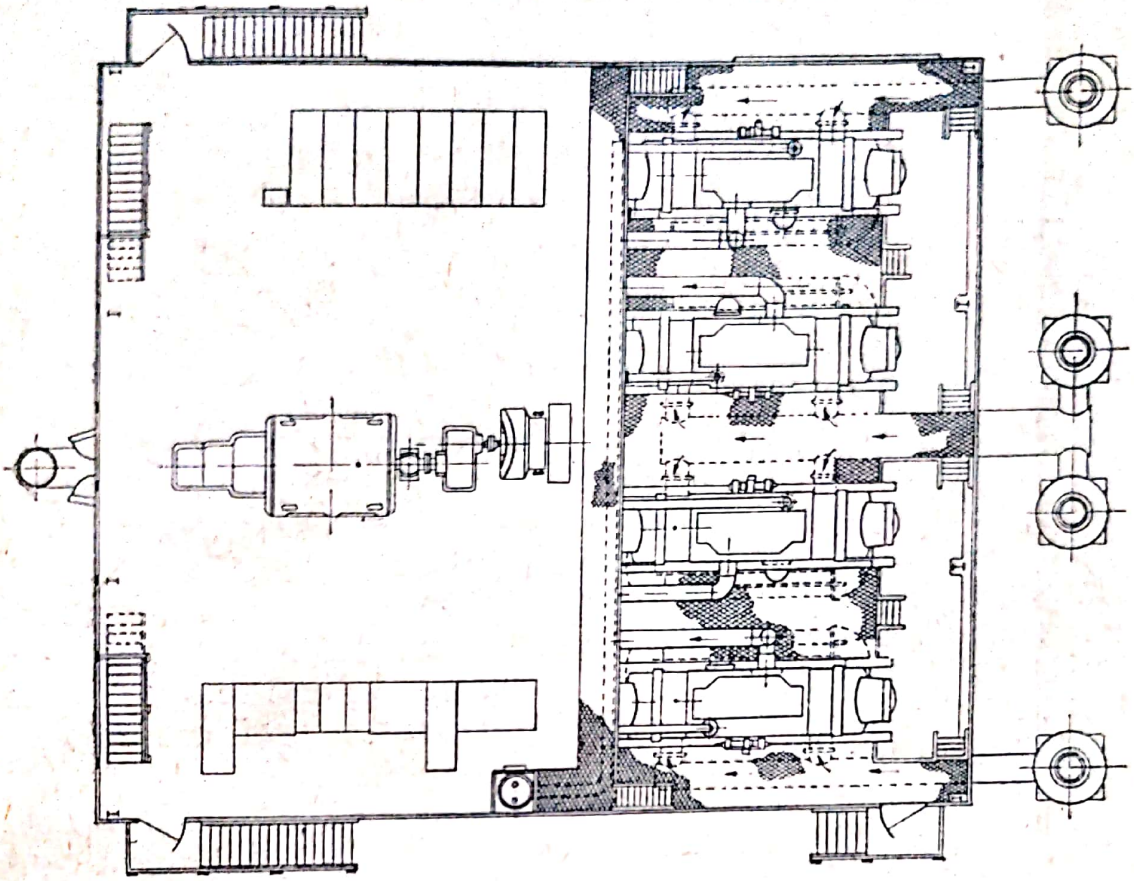


Fig. 172. Microcentrală de 1 400 kW cu generatoare de gaze cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner



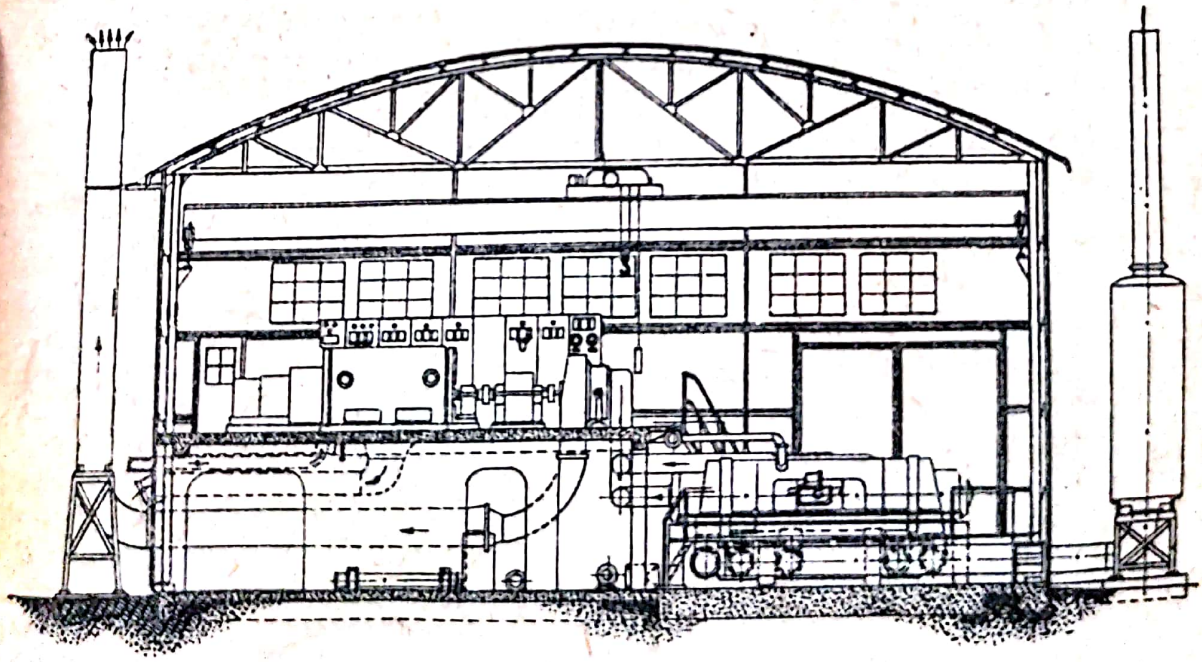


Fig. 173. Centrală termoelectrică cu pistoane libere de 5 000 kW.

Scanned with OKEN Scanner

Cea mai mare instalație energetică menită să funcționeze cu generatoare de gaze cu pistoane libere este în curs de execuție. Ea urmează să folosească 48 de generatoare de tipul „spre interior", dispuse în șase grupuri a cîte opt generatoare, totalizînd o putere de 36 000 kW.

În fig. 173 este reprezentată în plan și în secțiune o altă centrală termoelectrică, la care cele patru generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior" folosite totalizează o putere de 5 000 kW.

Cea mai mare centrală cu mașini termice cu pistoane libere, actualmente în funcțiune, (data punerii în funcțiune — octombrie 1959) este centrala de la Doniambo, în Noua Caledonie, servind la extracția minereului de nichel. Ea folosește 34 generatoare cu pistoane libere GS-34, grupate în patru rînduri, cum se vede din fig. 174. Puterea de 34 000 CP (circa 25 000 kW) este repartizată la patru turbine cu gaze de 6 000 kW și una de 1 400 kW. Fig. 175 reprezintă centrala în timpul lucrărilor de montaj.

Pentru a arăta că principiul postarderii este aplicabil și la centrale, a fost prezentat exemplul din fig. 176, al unei centrale la care puterea de 6 000 CP a putut fi majorată prin postardere la 8 200 CP, adică cu aproape 40%.

Ca exemplu al unei simple stații de pompare, acționată de o mașină termică cu pistoane libere, poate fi citată stația de pompare a cărei schemă este redată în fig. 177, *a* și *b* și a cărei vedere este reprezentată în fig. 178.

Stația de pompare se compune dintr-un generator de gaze de tipul „spre interior" *1*, dintr-o turbină *2*, un angrenaj reductor *3* și o pompă centrifugă *4*, avînd un debit de 2 500 m^3/h la o înălțime manometrică de refulare de 85 m.

O altă stație de pompare, mai mare, folosind mașini termice cu pistoane libere este reprezentată, în plan, în fig. 179. Ea folosește trei generatoare de gaze cu pistoane libere de tipul „spre exterior", avînd 1 780 CP fiecare.

Fig. 180 reprezintă o stație mare de compresoare de gaz, folosind 15 generatoare de gaze cu pistoane libere, alimentînd cu gaze de lucru 6 grupuri turbocompresoare. Reprezentarea schematică a acestei instalații este redată în fig. 181.

Cu exemplificările prezentate pînă aici nu s-a terminat seria posibilităților de aplicație a mașinilor termice cu pistoane libere. Gama acestor posibilități este foarte vastă și se extinde

Scanned with OKEN Scanner

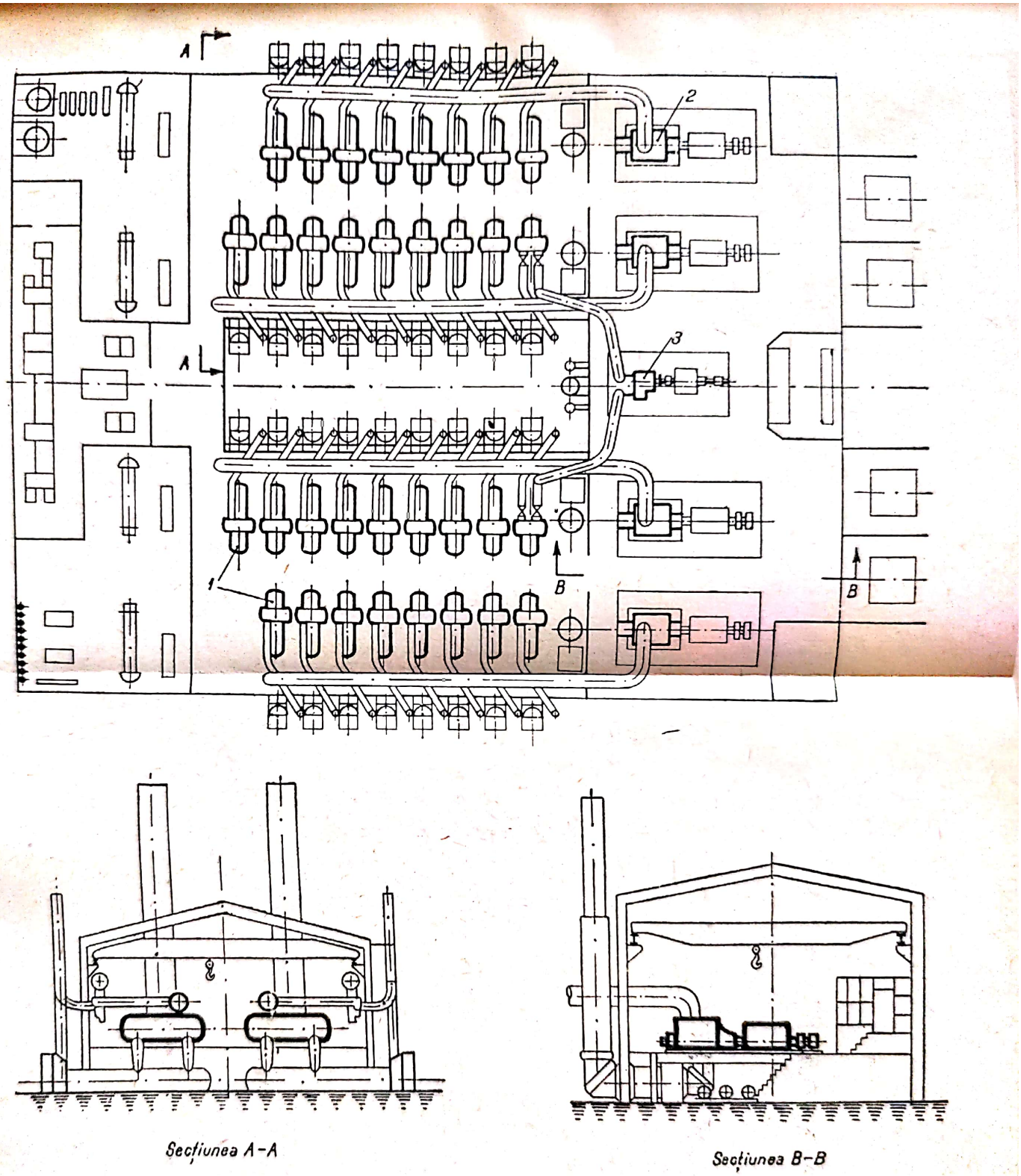


Fig. 174. Reprezentarea schematică a centralei termice cu pistoane libere de la Doniambo. Putere 34 000 CP.

Scanned with OKEN Scanner

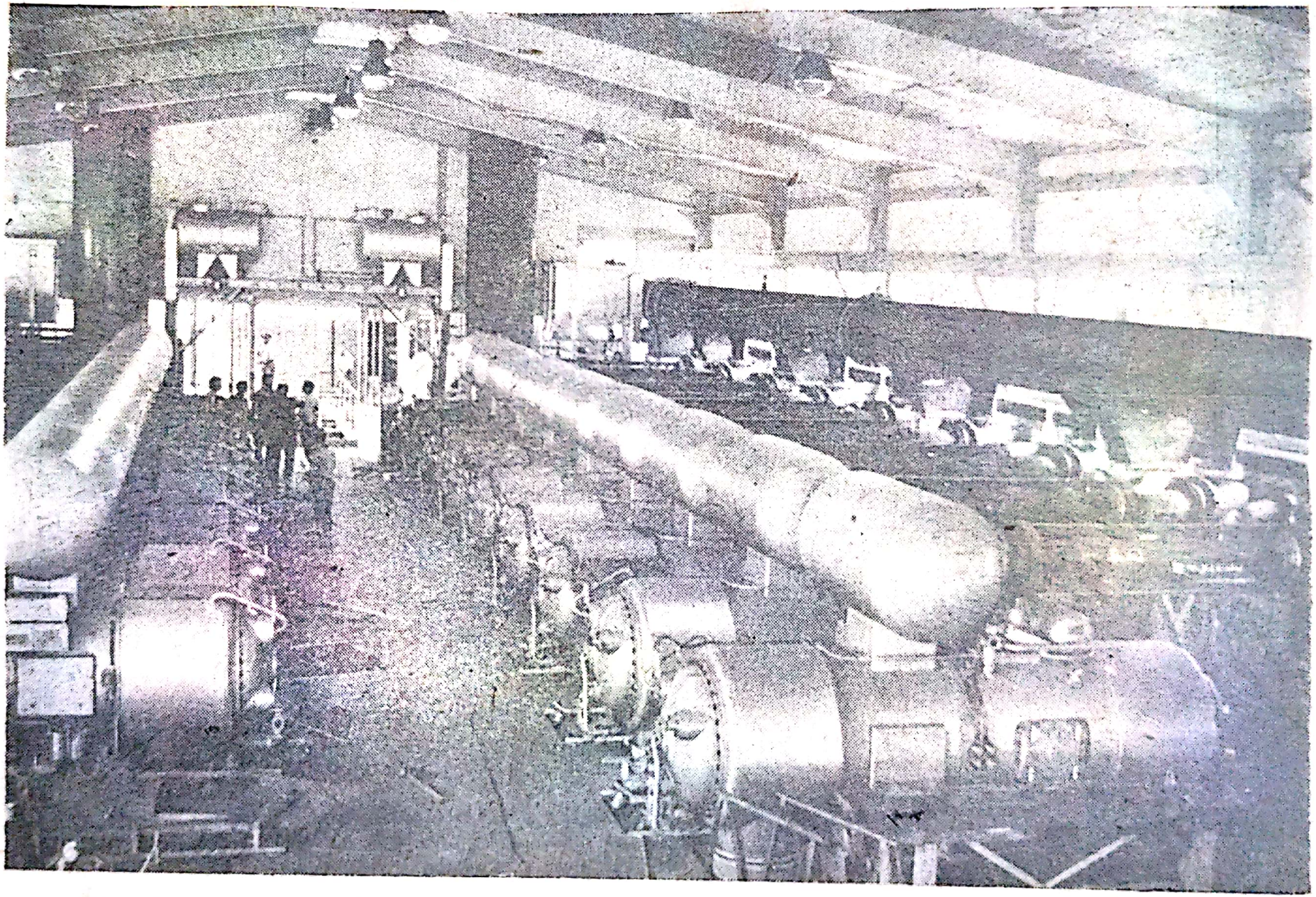


Fig. 175. Vederea centralei termice cu pistoane libere de la Doniambo în timpul montajului.

Scanned with OKEN Scanner

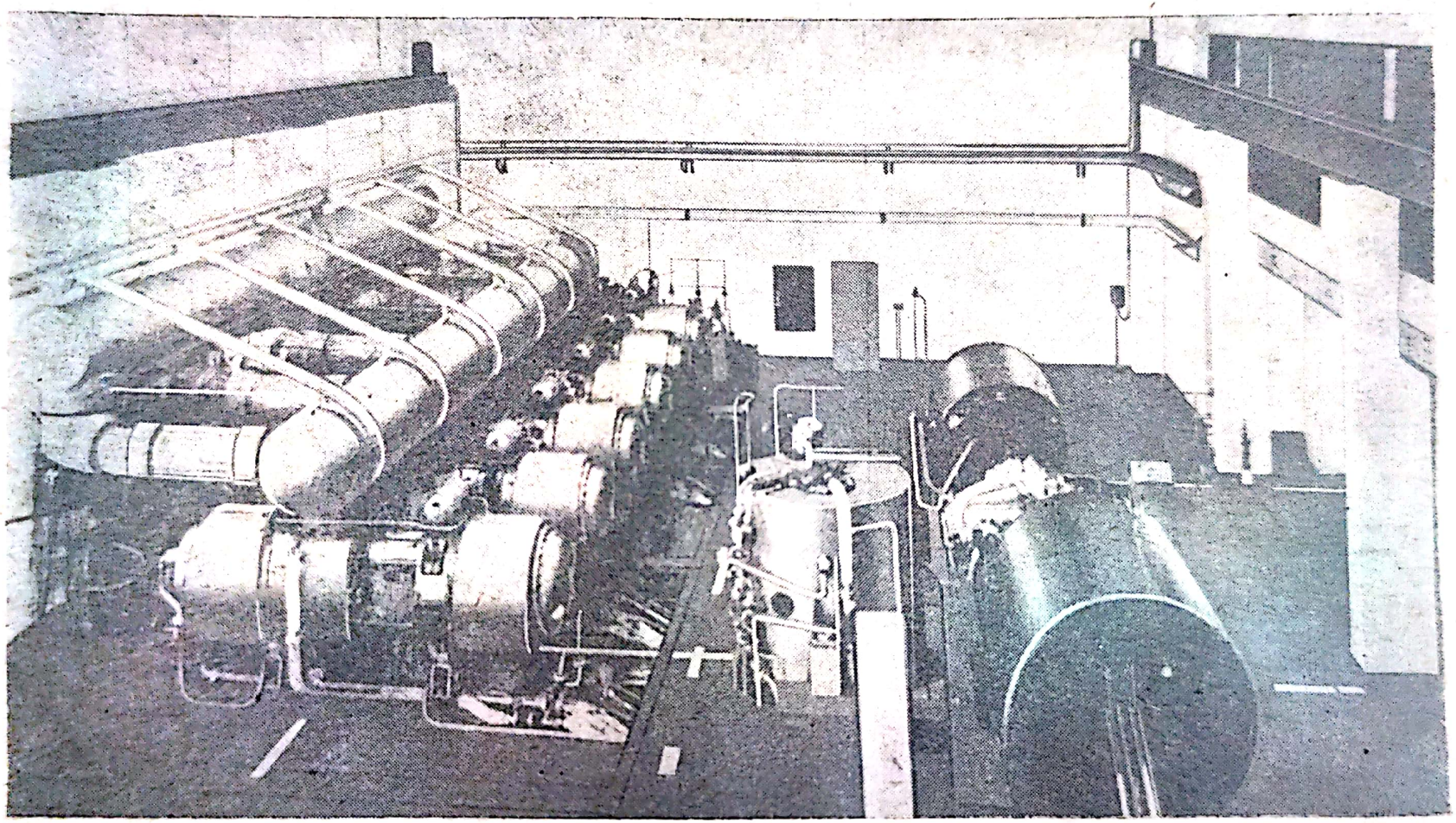


Fig. 176. Centrală termică cu pistoane libere cu postardere. Putere 6 000/8 200 CP.

Scanned with OKEN Scanner

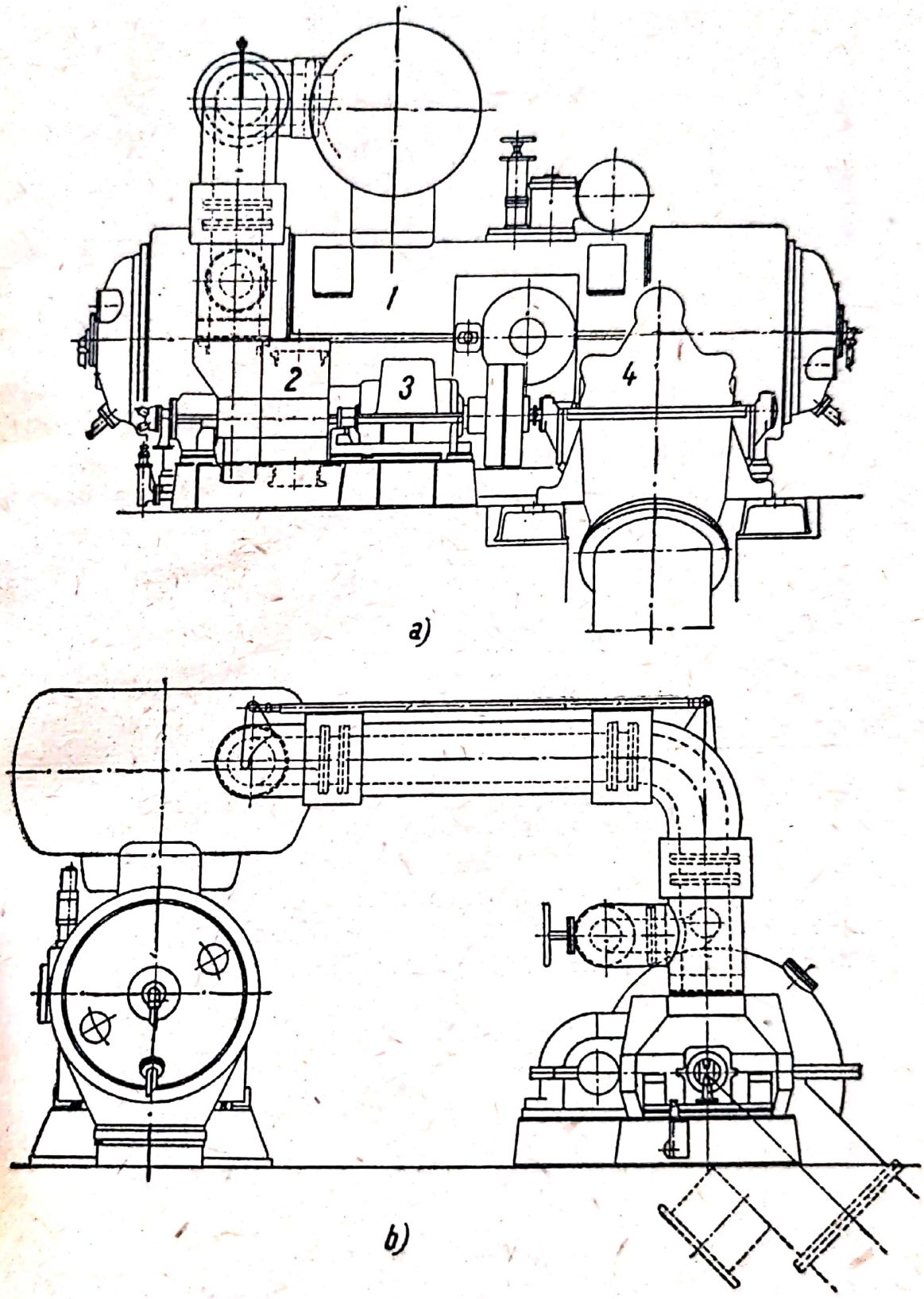


Fig. 177. Schema unei stații de pompare acționată de o mașină termică cu pistoane libere.

Scanned with OKEN Scanner

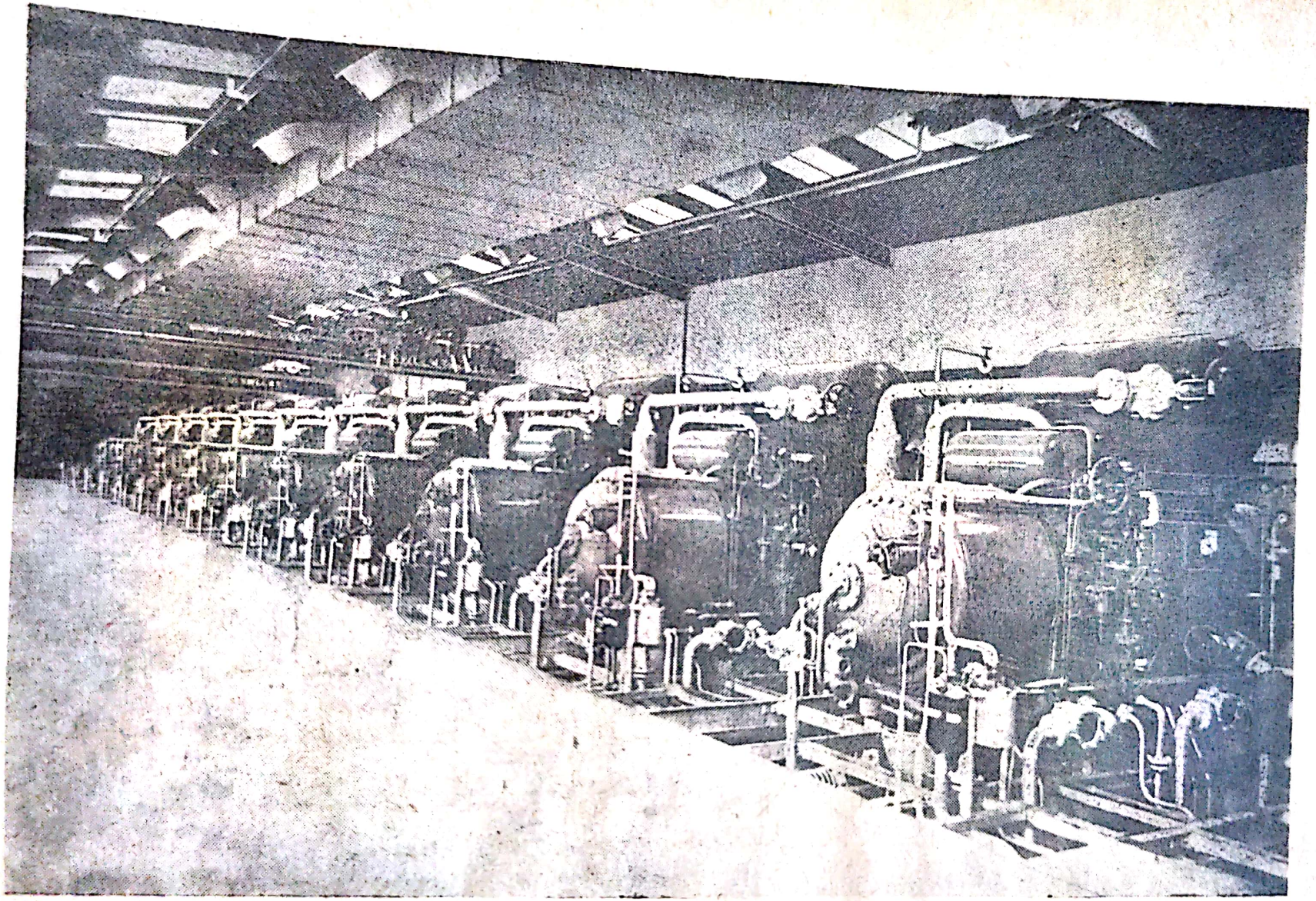


Fig. 180. Vederea stației de compresoare de gaz cu mașini termice cu pistoane libere. Putere 15 000 CP.

Scanned with OKEN Scanner

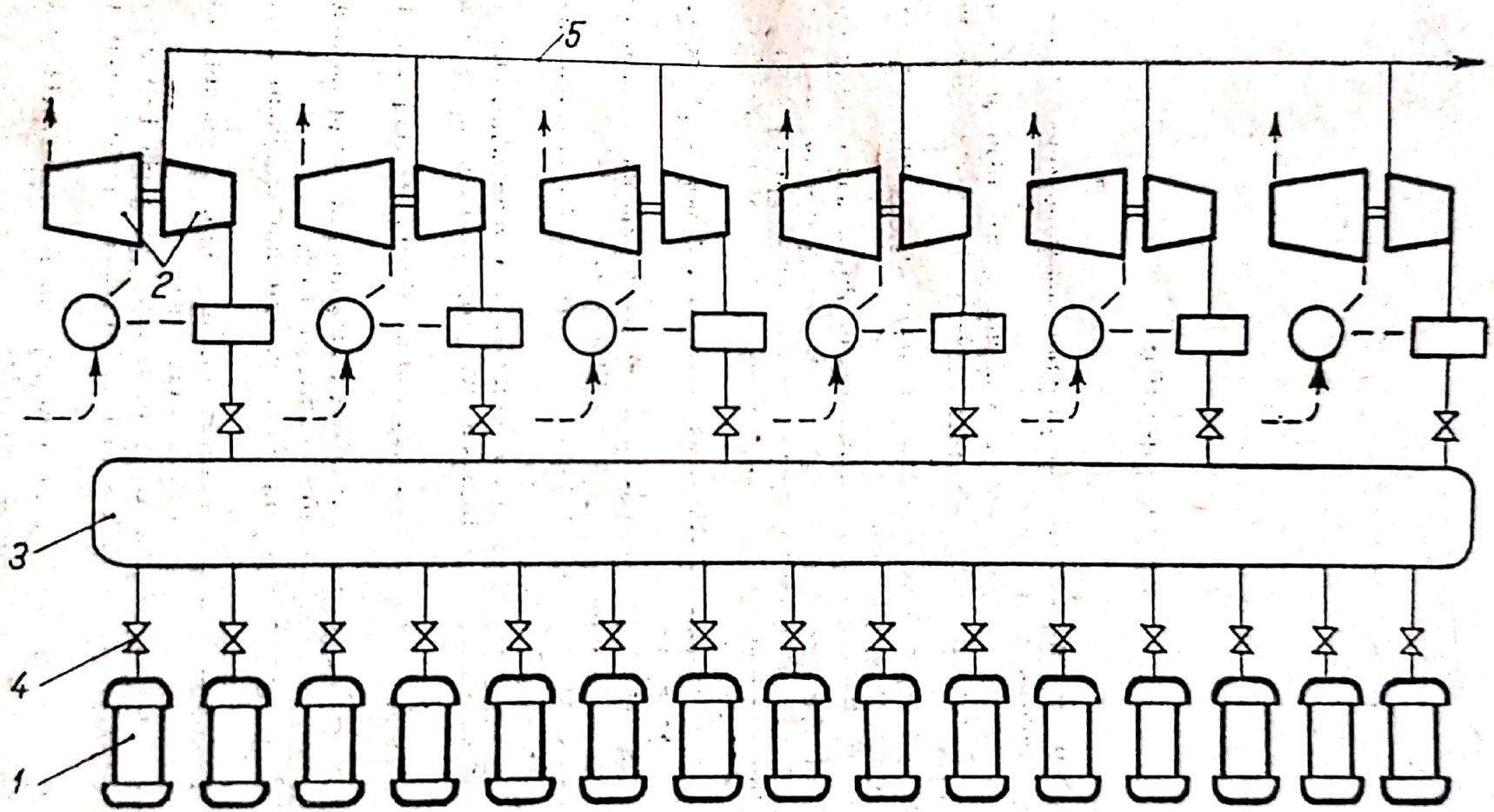


Fig. 181. Schema staţiei de compresoare de gaz din fig. 180:

1 — generator de gaze cu pistoane libere; *2* — grup turbo-compresor; *3* — conductă colectoare a gazului de lucru; *4* — supapă de închidere; *5* — conductă de plecare a gazelor de lucru; *T* — turbină de gaze; *C* — compresor de aer.

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. Кошкин, В. К. Двигатели со свободно-движущимися поршнями. Москва, Машгиз, 1954.
2. * * * Sulzer, Schweizerische Bauzeitung, 67—1948 şi 60—1942.
3. Weissenberg, B. Flugkolben-Kraftmaschinen. Stahl und Eisen, H. 22, 1949.
4. Eichelberg, G. Les générateurs des gaz à pistons libres. Le Génie Civil, nr. 22, 23 şi 24, 1948.
5. Small, L. F. Free-piston gas generator brightens gas turbine future. Journal of the American Society of Naval Engineers, nr. 1, 1949.
6. Lăsley, R. A. şi Lewis, F. M. The development of hing-output free-piston gas generators. Transactions of the ASME, vol. 76, april, number 3, 1954.
7. Канаев, А. А. Циклы новых энергетических установок. „Котлотурбостроение", № 5, 1947.
8. Шелест, А. Н. Перспективы дальнейшего развития тепловозов в СССР. „Вестник машиностроения", № 8, 1954.
9. Иноземцев, Н. В. и Кошкин, В. К. Процессы сгорания в двигателях. Москва, Машгиз, 1949.
10. Cernea, E. Die Vorteile des Lokomotiv-und Schiffsantriebs durch Freikolben-Verbrennungslraftmaschinen. Die Technik, nr. 6 şi nr. 7, 1957.
11. Schmidt, F. A. F. Verbrennungsmotoren, Berlin, Verlag von Julius Springer, 1951.
12. Cernea, E. Contribuţii la dezvoltarea maşinilor de forţă cu pistoane libere. Studiu tehnico-ştiinţific, Bucureşti, 1955.
13. Eichelberg, G. H. Investigations on internal combustion engine problems. Engeneering, 1939.
14. * * * Free-Piston gas generator turbine with adjustable blades. The Oil Engine and Gas Turbine, May, 1954.
15. Szereszewski, P. La centrale thermique de 6 000 kW de Cherbourg à générateurs de gaz à pistons libres. Le Cénie Civil, 1 dec. 1956.
16. Huber, R. Uber die Weiterentwicklung von Freikolben-Generatoren. Schweizerische Bauzeitung, nr. 24, 1957.
17. Papault, R. La chaudière à équipression associant la turbine à gaz et la turbine à vapeur. Le génie Civil, nr. 21, 1947.

Scanned with OKEN Scanner

18. * * * Controlling the stroke of free-piston engines. The Oil Engine and Gas Turbine, Juni, 1954.
19. Ţvetkov, V. T. Motoare cu ardere internă (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura Tehnică, 1954.
20. Кошкин, В. К. и др. Двигатели со свободно движущимся поршнями в теплосиловых установках. Москва, Машгиз, 1957.
21. Brosch, Ian. Motocompresor cu pistoane libere şi încercările de utilizare ale acestuia la instalaţiile de turbine cu gaze (traducere din limba polonă) I.D.T. 1951.
22. Cernea, E. Sistem de injecţie autopneumatic simplificat. „Metalurgia şi Construcţia de Maşini", nr. 8, 1956.
23. Cernea, E. Studiul propulsiei locomotivelor prin maşini termice. „Metalurgia şi Construcţia de Maşini", nr. 1, 1957.
24. * * * Weiterentwicklung der Freikolben — Gaserzeuger. MTZ, nr. 6, 1961.
25. * * * Locomotive evaluation by french manufacturer. The Oil Engine and Gas Turbine, iulie, 1960.
26. * * * The Free-Piston Engined Cargo Vessel „Rembrandt". The Oil Engine and Gas Turbine, august, 1960.
27. * * * Free-Piston Installation at wilton. The Oil Engine and Gas Turbine, martie, 1960.
28. Варшавский, Н. В. К вопросу о рациональной конструкции двигателей со свободно движущимся поршнями, применяемых в газотурбинных установках (СПДГ). Энергомашиностроение, 9/1959.
29. Cernea, E. Freikolben-Verbrennungskraftmaschinen. Berlin, VEB Verlag Technik, 1962.

TABLA DE MATERII

Prefață 3
Introducere 5

PARTEA ÎNTÎI

STUDIUL TERMO-ENERGETIC AL MAȘINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE 15

I. **Noțiuni generale de bază** 15

1. Avantajele și dezavantajele mașinilor termice cu pistoane libere 15
2. Clasificarea și principiul de funcționare al mașinilor termice cu pistoane libere 21

II. **Bazele generale de calcul** 27

1. Specificul funcțional al mașinilor termice cu pistoane libere. Desfășurarea calculului 27
2. Specificul funcțional al motoarelor Diesel cu înaltă supraalimentare aplicat la mașinile termice cu pistoane libere . . 45

III. **Calculul mașinilor termice cu pistoane libere** 65

1. Transformări energetice în mașinile termice cu pistoane libere 65
2. Determinarea ciclului din cilindrul motor 88
3. Determinarea ciclului din cilindrul compresor și spații auxiliare 92
4. Stabilirea vitezelor și a frecvenței de oscilație a pistoanelor libere 95
5. Determinarea exactă a ciclului din cilindrul motor 97
6. Schimbarea șarjei și problema scurgerii aerului de baleiaj . 108
7. Determinarea caracteristicilor termoenergetice ale generatoarelor de gaze de lucru cu pistoane libere 134
8. Diagrama ciclului complex al mașinilor termice cu pistoane libere 142
9. Randamentele mașinilor termice cu pistoane libere . . . 143
10. Diagramele termice ale ciclului mașinilor termice cu pistoane libere 153

Scanned with OKEN Scanner

IV. **Reglajul maşinilor termice cu pistoane libere** 158
1. Comportarea funcţională a maşinilor termice cu pistoane libere 158
2. Problema reglajului maşinilor termice cu pistoane libere . 172
3. Mersul în paralel al generatoarelor de gaze cu pistoane libere 179
V. **Răcirea maşinilor termice cu pistoane libere** 183
1. Problema răcirii 183
2. Solicitarea termică şi răcirea cilindrului motor 183
3. Răcirea cilindrului compresor 207
VI. **Pornirea maşinilor termice cu pistoane libere** 213
1. Principiul pornirii 213
2. Determinarea energiei de pornire 214
3. Sistemele de pornire 225
VII. **Posibilităţile de perfecţionare a maşinilor termice cu pistoane libere** 233
1. Supraalimentarea cilindrului compresor (alimentarea prealabilă) 233
2. Supraalimentarea cilindrului compresor şi postardarea . . 243
3. Procesul mixt gaze-abur al instalaţiei termice cu pistoane libere 248
VIII. **Exemplu de calcul termoenergetic al maşinilor termice cu pistoane libere** 257

PARTEA A DOUA

STUDIUL CONSTRUCTIV AL MAŞINILOR TERMICE CU PISTOANE LIBERE 272
I. **Organele fixe** 272
1. Solicitarea maşinii termice cu pistoane libere în ansamblul ei 272
2. Cilindrul motor 278
3. Cilindrul compresor 287
4. Organele fixe anexe 287
II. **Organele mobile** 289
1. Echipajul mobil 289
2. Dispozitivul de sincronizare 296
III. **Organele de admisiune şi de refulare a aerului** 301
IV. **Sistemul de alimentare cu combustibil** 311
1. Generalităţi 311
2. Clasificarea şi descrierea sistemelor de injecţie folosite la maşini termice cu pistoane libere 312
3. Bazele de calcul ale sistemelor de injecţie 325
4. Alimentarea mixtă folosind combustibili ieftini 337

Scanned with OKEN Scanner

V. **Ungerea maşinilor termice cu pistoane libere** 346
1. Principiul şi rolul ungerii 346
2. Metodele de ungere folosite 348

PARTEA A TREIA

FORME DE MAŞINI TERMICE CU PISTOANE LIBERE EXECUTATE ŞI APLICAŢIILE LOR. ALTE FORME POSIBILE 351

I. **Forme cu acţiune simplă şi contrapistoane de tipul „spre exterior"** 351
1. Generatorul de gaze cu pistoane libere de construcţie sovietică 351
2. Generatorul de gaze cu pistoane libere B.L.H. 353
3. Generatorul de gaze cu pistoane libere C.B 355

II. **Forme cu acţiune simplă şi contrapistoane de tipul „spre interior"** 356
1. Generatorul de gaze cu pistoane libere GS-34 356
2. Generatorul de gaze cu pistoane libere CS-75 360
3. Generatorul de gaze cu pistoane libere GMR 4—4 Hyprex . 361
4. Generatorul de gaze cu pistoane libere SIGMA GS 2×34 (jumelat) 363
5. Generatorul de gaze cu pistoane libere Ford 363

III. **Maşini termice cu pistoane libere care funcţionează cu acţiune dublă** 367
1. Maşina termică cu pistoane libere care funcţionează cu acţiune dublă 367
2. Alte forme posibile de maşini termice cu pistoane libere cu acţiune dublă 369

IV. **Aplicaţiile maşinilor termice cu pistoane libere** 370
1. Propulsia locomotivelor 370
2. Propulsia navelor 384
3. Propulsia autocamioanelor, automobilelor şi tractoarelor . . 401
4. Instalaţii energetice stabile (centrale termoelectrice, staţii de pompare) 408

Bibliografia 422

Scanned with OKEN Scanner

Redactor responsabil: ING. POPESCU ARMAND
Tehnoredactor: NEGREANU BETTY

Dat la cules: 19. 11. 1962. Bun de tipar: 13. 05. 1963. Apărut: 1963. Tiraj: 3000+140 Broşate. Hirtie: semivelină de 63. g/m², 610×860/16. Coli editoriale: 25,67. Coli de tipar: 26,75. Planşe: tipar 6. A.: 3145/1962. C.Z. pentru bibliotecile mari: 621.1. C.Z. pentru bibliotecile mici: 621.

Leg. 110

Tiparul executat sub com. nr. 5900, la Întreprinderea Poligrafică Oradea, str. Moscovei nr. 5, 6—8. — R.P.R.

402

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE.

Tehnicile numerice constituie în prezent un domeniu cu largă aplicabilitate în conducerea automată a proceselor şi utilajelor industriale.Avînd la început, aproape în exclusivitate, aplicaţii în calculul automat, asistăm în prezent la o puternică răspîndire a lor în diferite sectoare industriale.

Constituind elementele de structură, circuitele logice se utilizează în prezent aproape în egală măsură la construcţia dispozitivelor de calcul cît şi în comanda secvenţială şi numerică industrială.Beneficiind de baze teoretice puternice, domeniul circuitelor logice şi comenzilor numerice foloseşte din plin cele mai recente realizări în domeniul dispozitivelor electronice.

In ţara noastră, atît pe plan teoretic cît şi aplicativ, oamenii de ştiinţă şi cercetătorii au creat tradiţie în acest domeniu, cu prioritate în multe direcţii pe plan internaţional. In ultimii zece ani asistăm la o dezvoltare impetuoasă a electronicii şi microelectronicii, a echipamentelor moderne de comandă numerică şi la o automatizare numerică complexă a proceselor industriale.Această dezvoltare aplicativă a tehnicilor numerice constituie rodul politicii partidului de dezvoltare puternică a ramurilor de vîrf, cu posibilitatea realizării de echipamente la nivelul tehnicii mondiale.Se remarcă în acest sens echipamentele de comandă numerică NUMEROM şi sistemele de comutaţie statică industrială de tip USILOG.

Cursul de faţă este destinat în principal studenţilor de la secţia Electrotehnică, dar poate fi folosit şi de alţi studenţi care studiază circuitele logice, analiza şi sinteza circuitelor numerice şi aplicarea industrială a acestora.

Datorită ariei largi de referinţă, s-a ajuns la soluţia

prezentării cursului în două părți. Prima parte conține bazele teoretice ale circuitelor logice și materializarea acestora, precum și analiza și sinteza circuitelor secvențiale de comandă. Partea a doua, beneficiind în mare măsură de rezultatele obținute în prima parte, va fi destinată studiului comenzilor numerice și prezentării echipamentelor industriale de comandă numerică.

Autorul mulțumește și pe această cale colegilor și studenților care au contribuit la finalizarea prezentului curs, așteptînd cu interes observațiile și sugestiile de îmbunătățire.

Iași, 25 mai 1978.

Scanned with OKEN Scanner

BAZELE TEORETICE ALE CIRCUITELOR LOGICE

1.ALGEBRE BOOLEENE.

Acest capitol este destinat definirii algebrelor booleene şi proprietăţilor de care acestea se bucură.Algebrele booleene şi în special algebra boolcană cu două valori constituie fundamentul teoretic al circuitelor logice şi comenzilor numerice.

Algebra cu două valori a fost creată de către matematicianul englez George Boole (1815-1864), cu scopul de a formulariza logica bivalentă.Datorită acestui fapt mai este denumită şi algebra logicii.

Apariţia elementelor şi circuitelor care în funcţionare pot avea două stări distincte a condus la aplicarea acestei algebre şi în tehnică.Scoala românească întemeiată şi condusă de către Gr.C.Moisil a avut un rol important în dezvoltarea acestei teorii în practica circuitelor de comutare.

1.1.Axiomele şi proprietăţile algebrelor booleene.

Se consideră o mulţime M nevidă, împreună cu două operaţii binare pe M, denumite reuniune şi intersecţie şi notate respectiv cu $\cup$ şi $\cap$.

Definiţia 1.1. Tripletul

$$L = (M, \cup, \cap)$$

este o latice şi se bucură de următoarele proprietăţi:

(1.1) $m_1 \cup m_2 = m_2 \cup m_1$, $m_1 \cap m_2 = m_2 \cap m_1$, $\forall m_1, m_2 \in M$ (comutativitatea)

(1.2) $m_1 \cup (m_2 \cup m_3) = (m_1 \cup m_2) \cup m_3$, $m_1 \cap (m_2 \cap m_3) = (m_1 \cap m_2) \cap m_3$, $\forall m_1, m_2, m_3 \in M$ (asociativitatea),

(1.3) $m_1 \cup (m_2 \cap m_1) = m_1$, $m_1 \cap (m_2 \cup m_1) = m_1$, $\forall m_1, m_2 \in M$ (absorbţia).

Proprietăţile (1.1)...(1.3) constituie axiomele pentru lati. Se poate observa că în acest sistem de axiome se pot schimba între ele simbolurile $\cup$ şi $\cap$ .Evident, acest lucru se poate face

în orice afirmaţie care decurge din sistemul de axiome, proprietate cunoscută sub denumirea de <u>principiul dualităţii pentru latici</u>.

Avînd în vedere proprietăţile (1.1) şi (1.2), operaţiile reuniune şi intersecţie se pot extinde la orice număr arbitrar, dar finit, de termeni indiferent de ordinea termenilor sau factorilor:

$$\bigcup_{j=1}^{n} m_j = m_1 \cup m_2 \cup \ldots \cup m_n \ , \quad \bigcap_{j=1}^{n} m_j = m_1 \cap m_2 \cap \ldots \cap m_n$$

Plecînd de la axiomele definite se poate demonstra şi următoarea proprietate:

(1.4) $m \cup m = m$, $m \cap m = m$, $\forall m \in M$ (proprietatea de idempotenţă)

In adevăr, dacă se foloseşte proprietatea de absorbţie se obţine:

$m \cap (m \cup m) = m$, de unde $m \cup [m \cap (m \cup m)] = m \cup m$,

dar, în acelaşi timp $m \cup [m \cap (m \cup m)] = m$, rezultînd $m \cup m = m$.

Similar se demonstrează şi $m \cap m = m$.

O latice se poate defini şi ca o mulţime parţial ordonată $L = (M, \leqslant)$ care are o cea mai mică margine superioară(c.m.m.m.s) - s şi o cea mai mare margine inferioară(c.m.M.m.i)-p pentru fiecare pereche de elemente.Legătura între cele două definiţii ale laticelor se poate face notînd: $s = m_1 \cup m_2$, $p = m_1 \cap m_2$.

<u>Definiţia 1.2</u>. O <u>latice finită(mărginită)</u> are un element care este c.m.M.m.i., numit ultim element al laticei, notat prin 0, astfel încît:

(1.5) $m \cup 0 = m$, $m \cap 0 = 0$, $\forall m \in M$

şi un element care este c.m.m.m.s., numit prim element al laticei, notat prin 1, astfel încît:

(1.6) $m \cup 1 = 1$, $m \cap 1 = m$, $\forall m \in M$.

Se observă că 0 este elementul neutru în raport cu reuniunea iar 1 este elementul neutru în raport cu intersecţia.

Definiţia 1.3.Fie $L=(M,\cup,\cap,0,1)$ o latice finită şi $m\in M$. Un element complementar sau pe scurt un complement al elementului m este elementul $\bar{m}$(non m), astfel încît:

(1.7) $m\cup\bar{m}=1$ (principiul terţului exclus),

$m\cap\bar{m}=0$ (principiul contradicţiei).

Trebuie menţionat că nu orice element dintr-o latice finită are un complement.Astfel,în laticea finită $L=(\{0,m,1\},\cup,\cap,0,1)$ elementul m nu are complement.De asemenea, complementul unui element al unei latice, dacă acesta există, nu este în mod necesar unic.In laticea $L=(\{0,m_1,m_2,m_3,1\},\cup,\cap)$ în care operaţiile sînt date în tabelul următor:

$\cup$	0	m_1	m_2	m_3	1	$\cap$	0	m_1	m_2	m_3	1
0	0	m_1	m_2	m_3	1	0	0	0	0	0	0
m_1	m_1	m_1	m_2	1	1	m_1	0	m_1	m_1	0	m_1
m_2	m_2	m_2	m_2	1	1	m_2	0	m_1	m_2	0	m_2
m_3	m_3	1	1	m_3	1	m_3	0	0	0	m_3	m_3
1	1	1	1	1	1	1	0	m_1	m_2	m_3	1

elementul m_3 are două complemente, pe m_1 şi m_2, care satisfac (1.7).In schimb elementele 0 şi 1 au fiecare un complement unic, respectiv 1 şi 0, rezultînd: $\bar{0}=1$, $\bar{1}=0$.

Observaţie.Tabelul s-a completat ţinînd cont şi de faptul că într-o latice $L=(M,\cup,\cap)$ următoarele două afirmaţii sînt echivalente: I)$m_2=m_1\cup m_2$, II) $m_1=m_1\cap m_2$.Într-adevăr, dacă $m_2=m_1\cup m_2$, din proprietatea de absorbţie se obţine:$m_1=m_1\cap(m_1\cup m_2)=m_1\cap m_2$, adică I) implică II).Într-un mod analog se arată că II)$\Rightarrow$I).

Definiţia 1.4.Dacă într-o latice finită orice element m are un complement unic $\bar{m}$,această latice se numeşte complementară.

Definiţia 1.5.O latice L este distributivă, dacă şi numai dacă

(1.8.a) $(m_1 \cup m_2) \cap m_3 = (m_1 \cap m_3) \cup (m_2 \cap m_3)$,

(1.8.b) $(m_1 \cap m_2) \cup m_3 = (m_1 \cup m_3) \cap (m_2 \cup m_3)$, $\forall m_1, m_2, m_3 \in M$.

Proprietatea (1.8.a) poartă denumirea de distributivitatea reuniunii în raport cu intersecţia iar (1.8.b) distributivitatea intersecţiei în raport cu reuniunea.

Definiţia 1.6. O algebră booleană este o latice distributivă şi complementară.

Astfel, o algebră booleană se poate scrie ca un qvadr-uplu

$$B = (M, \cup, \cap, ^-),$$

în care „ $^-$ " este operaţia unară de complementare.

Intr-o algebră Boole se mai pot demonstra şi următoarele două relaţii care au o deosebită importanţă pentru studiul circuitelor de comutaţie:

(1.9) $\bar{\bar{m}} = m$, $\forall m \in M$ (principiul involuţiei).

Demonstraţie. Se caută complementul lui $\bar{m}$. Conform cu (1.7) se poate scrie: $\bar{m} \cup m = 1$, $\bar{m} \cap m = 0$. Atunci conform definiţiei algebrelor Boole complementul lui $\bar{m}$ este m. Deci $\overline{(\bar{m})} = m$.

De asemenea, într-o algebră booleană sînt adevărate relaţiile lui De Morgan:

(1.10.a) $\overline{m_1 \cup m_2} = \bar{m}_1 \cap \bar{m}_2$,

(1.10.b) $\overline{m_1 \cap m_2} = \bar{m}_1 \cup \bar{m}_2$, $\forall m_1, m_2 \in M$.

Demonstraţie. Se va demonstra că

$$(m_1 \cup m_2) \cup (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = 1,$$

$$(m_1 \cup m_2) \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = 0,$$

de unde, avînd în vedere unicitatea complementului într-o algebră Boole, se obţine prima relaţie a lui De Morgan. Intr-adevăr:

$$(m_1 \cup m_2) \cup (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = [(m_1 \cup m_2) \cup \bar{m}_1] \cap [(m_1 \cup m_2) \cup \bar{m}_2] = (m_2 \cup 1) \cap$$

$$\cap (m_1 \cup 1) = 1,$$

$$(m_1 \cup m_2) \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = [m_1 \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2)] \cup [m_2 \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2)] = (0 \cap \bar{m}_2) \cup$$

$$\cup (0 \cap \bar{m}_1) = 0.$$

Similar se procedează şi pentru relaţia (1.10.b), demonstrînd:

(1.8.a) $(m_1 \cup m_2) \cap m_3 = (m_1 \cap m_3) \cup (m_2 \cap m_3)$,

(1.8.b) $(m_1 \cap m_2) \cup m_3 = (m_1 \cup m_3) \cap (m_2 \cup m_3)$, $\forall m_1, m_2, m_3 \in M$.

Proprietatea (1.8.a) poartă denumirea de distributivitatea reuniunii în raport cu intersecţia iar (1.8.b) distributivitatea intersecţiei în raport cu reuniunea.

Definiţia 1.6. O algebră booleană este o latice distributivă şi complementară.

Astfel, o algebră booleană se poate scrie ca un qvadr-uplu

$$B = (M, \cup, \cap, \bar{\ }),$$

în care " $\bar{\ }$ " este operaţia unară de complementare.

Intr-o algebră Boole se mai pot demonstra şi următoarele două relaţii care au o deosebită importanţă pentru studiul circuitelor de comutaţie:

(1.9) $\bar{\bar{m}} = m$, $\forall m \in M$ (principiul involuţiei).

Demonstraţie. Se caută complementul lui $\bar{m}$. Conform cu (1.7) se poate scrie: $\bar{m} \cup m = 1$, $\bar{m} \cap m = 0$. Atunci conform definiţiei algebrelor Boole complementul lui $\bar{m}$ este m. Deci $\overline{(\bar{m})} = m$.

De asemenea, într-o algebră booleană sînt adevărate relaţiile lui De Morgan:

(1.10.a) $\overline{m_1 \cup m_2} = \bar{m}_1 \cap \bar{m}_2$,

(1.10.b) $\overline{m_1 \cap m_2} = \bar{m}_1 \cup \bar{m}_2$, $\forall m_1, m_2 \in M$.

Demonstraţie. Se va demonstra că

$$(m_1 \cup m_2) \cup (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = 1,$$

$$(m_1 \cup m_2) \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = 0,$$

de unde, avînd în vedere unicitatea complementului într-o algebră Boole, se obţine prima relaţie a lui De Morgan. Intr-adevăr:

$$(m_1 \cup m_2) \cup (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = [(m_1 \cup m_2) \cup \bar{m}_1] \cap [(m_1 \cup m_2) \cup \bar{m}_2] = (m_2 \cup 1) \cap (m_1 \cup 1) = 1,$$

$$(m_1 \cup m_2) \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2) = [m_1 \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2)] \cup [m_2 \cap (\bar{m}_1 \cap \bar{m}_2)] = (0 \cap \bar{m}_2) \cup (0 \cap \bar{m}_1) = 0.$$

Similar se procedează şi pentru relaţia (1.10.b), demonstrînd.

$$(m_1 \cap m_2) \cup (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2) = 1,$$
$$(m_1 \cap m_2) \cap (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2) = 0.$$

Imediat, rezultă:

$$(m_1 \cap m_2) \cup (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2) = [m_1 \cup (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2)] \cap [m_2 \cup (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2)] = (1 \cup \bar{m}_2) \cap (1 \cup \bar{m}_1) = 1,$$

$$(m_1 \cap m_2) \cap (\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2) = [(m_1 \cap m_2) \cap \bar{m}_1] \cup [(m_1 \cap m_2) \cap \bar{m}_2] = (0 \cap m_2) \cup (0 \cap m_1) = 0.$$

De unde $\bar{m}_1 \cup \bar{m}_2 = \overline{m_1 \cap m_2}$.

Dacă într-o algebră Boole mulţimea M are numai elementele 0 şi 1, se obţine algebra Boole cu două elemente:

$$B_2 = (\{0,1\}, \cup, \cap, ^-),$$

în care operaţiile sînt date în tabelele următoare

$\cup$	0	1
0	0	1
1	1	1

$\cap$	0	1
0	0	1
1	0	1

$^-$	0	1
	1	0

Din definiţiile date mai sus rezultă că în algebra Boole calculul este definit prin relaţiile (1.1)-(1.10). Pentru operaţii, în afara denumirilor menţionate se mai folosesc şi următoarele:

- operaţia SAU, disjuncţia sau suma logică pentru reuniune, mai fiind notată cu simbolurile „V" sau „+". Astfel, următoarele notaţii sînt echivalente: $m_1 \cup m_2 = m_1 \vee m_2 = m_1 + m_2$. Pentru a nu da naştere la confuzii cu algebra obişnuită se va utiliza simbolul „$\cup$",
- operaţia SI, conjuncţia sau produs logic pentru intersecţie, fiind notată şi cu simbolurile „&" sau „·" . Ultimul simbol este cel mai mult folosit, în scrierea curentă omiţîndu-se. Astfel, $m_1 \cap m_2 = m_1 \& m_2 = m_1 \cdot m_2 = m_1 m_2$;
- operaţia NU sau negaţia logică pentru complementare, notaţiile următoare fiind echivalente: $\bar{m} = m^c = m'$.

Algebra booleană cu două elemente, denumită şi algebră bivalentă are aplicaţie directă în teoria circuitelor de comuta-

ţie.In acest caz, între valorile mulţimii $\{0,1\}$ şi cele două stări ale elementelor de comutaţie se stabileşte o corespondenţă biunivocă.Astfel, o variabilă asociată unui element de comutare poate lua numai două valori, 0 sau 1, fiind o variabilă booleană bivalentă sau pe scurt o variabilă booleană.Rezultă că pentru circuitele realizate cu elemente de comutaţie, modelul matematic îl constituie funcţiile de variabile binare.Deoarece circuitele realizate cu elemente de comutaţie nu pot avea decît două stări distincte, funcţiile care descriu aceste circuite vor lua numai două valori.Aceste funcţii bivalente de variabile binare de numesc funcţii booleene sau funcţii logice şi au o deosebită importanţă pentru studiul circuitelor logice şi comenzilor numerice.

2.FUNCTII BOOLEENE.

Se consideră vectorul $X=(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ a cărui coordonate $(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ pot lua valorile 0 sau 1.In acest caz rezultă că pot exista 2^n vectori X .Se notează mulţimea acestor vectori cu B_2^n.De asemenea, fiecărui vector din B_2^n i se poate atribui valorile 0 sau 1.

Definiţia 2.1.Se numeşte funcţie booleană(FB) funcţia $f(X)=f(x_1,x_2,\ldots,x_n)$, $X=(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ care aplică mulţimea B_2^n în mulţimea $\{0,1\}$.

Fie K o submulţime a lui B_2^n şi $\overline{K}$ complementara lui K faţă de B_2^n : $K,\overline{K}\subset B_2^n$, $K\cup\overline{K}=B_2^n$, $K\cap\overline{K}=\emptyset$ .Atunci o FB de n argumente $f(X)=f(x_1,x_2,\ldots,x_n)$, $X=(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ se poate defini şi astfel:

$$X\in K \Rightarrow f(X)=1, \quad X\in\overline{K}\Rightarrow f(X)=0.$$

Deci, unei funcţii booleene i se asociază un vector $V_f=(f(X))$ cu 2^n componente egale cu 0 sau 1, fiecare componentă fiind asociată unui vector X dat.

Consecinţă. Intrucît există 2^{2^n} vectori bivalenţi cu 2^n compo-

nente, rezultă că numărul FB distincte de n argumente este finit şi egal cu 2^{2^n}.

Să notăm valorile fixe ale coordonatelor unui vector din B_2^n prin $(x_1^*, x_2^*, \ldots, x_n^*)$. Aceste valori pot fi privite ca o combinaţie de valori ale argumentelor unei FB. Deoarece numărul acestor combinaţii este finit şi egal cu 2^n atunci orice FB poate fi complet definită printr-un tabel finit cu 2^n rînduri. In acest tabel în partea stîngă se trec combinaţiile valorilor argumentelor iar în partea dreaptă valorile corespunzătoare, 0 sau 1, ale funcţiei:

x_1	x_2	$\ldots$	x_{n-1}	x_n	$f(x_1,\ldots,x_n)$
0	0	$\ldots$	0	0	α_1
0	0	$\ldots$	0	1	α_2
0	0	$\ldots$	1	0	α_3
.	.	$\ldots$	.	.	.
.	.	$\ldots$	.	.	.
1	1	$\ldots$	1	1	α_{2^n}

cu $\alpha_i \in \{0,1\}$.

Există situaţii cînd pentru unele combinaţii ale valorilor argumentelor o FB să nu aibă valoarea determinată. Astfel de funcţii booleene, nedeterminate pentru una sau mai multe combinaţii ale valorilor argumentelor, se numesc <u>incomplet definite</u>. In mod obişnuit în tabelele de definiţie ale funcţiilor valorile nedeterminate sînt indicate cu asterisc.

<u>Exemplul 2.1</u>. Fie $f(x_1,x_2,x_3)$ dată prin tabelul următor:

x_1	x_2	x_3	$f(x_1,x_2,x_3)$	x_1	x_2	x_3	$f(x_1,x_2,x_3)$
0	0	0	0	1	0	0	0
0	0	1	1	1	0	1	*
0	1	0	*	1	1	0	*
0	1	1	1	1	1	1	

Funcţia este nedeterminată pentru combinaţiile (0,1,0),(1,0,1) şi (1,1,0) ale valorilor argumentelor, ele putînd fi aplicate arbitrar în $\{0,1\}$.Atribuind funcţiei valorile 0 sau 1 pentru combinaţiile respective ale valorilor argumentelor se pot obţine 8 funcţii booleene complet definite.

In general, dacă o funcţie booleană nu este definită pentru k combinaţii ale valorilor argumentelor, atunci prin definire arbitrară se pot obţine 2^k funcţii distincte complet definite. Astfel de funcţii incomplet definite se întîlnesc frecvent în practica comenzilor secvenţiale, evidenţierea situaţiilor de nedefinire şi atribuire voită a valorilor 0 sau 1 fiind foarte importantă pentru simplificarea lor.

2.1.<u>Operaţii cu funcţii booleene</u>.

Operaţiile cu FB se definesc pe domeniul valorilor funcţiilor.

<u>Definiţia 2.2</u>.Două funcţii booleene $f_1(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ şi $f_2(x_1,x_2,\ldots,x_n)$ se numesc <u>identice</u> dacă au valori identice pentru toate combinaţiile posibile ale valorilor argumentelor. Identitatea a două FB în mod obişnuit se scrie astfel:

(2.2) $f_1(x_1,x_2,\ldots,x_n)= f_2(x_1,x_2,\ldots,x_n)$.

Dacă cel puţin pentru o singură combinaţie a valorilor argumentelor cele două funcţii nu au aceeaşi valoare, atunci:

$$f_1(x_1,x_2,\ldots,x_n)\neq f_2(x_1,x_2,\ldots,x_n).$$

<u>Definiţia 2.3</u>.Fie f_1,f_2 şi f_3 funcţii booleene de n argumente.Operaţiile $\cup$, $\cap$, $^-$ cu funcţii se definesc în modul următor:

1.$f_1 \cup f_2 = f_3$, dacă şi numai dacă

(2.3) $f_1(x_1,\ldots,x_n)\cup f_2(x_1,\ldots,x_n)=f_3(x_1,\ldots,x_n)$

valorile funcţiilor se combină conform tabelului operaţiei $\cup$ pentru fiecare combinaţie a valorilor argumentelor.

2.$f_1 \cap f_2 = f_3$, dacă şi numai dacă

(2.4) $f_1(x_1,\ldots,x_n) \cap f_2(x_1,\ldots,x_n) = f_3(x_1,\ldots,x_n)$

valorile funcţiilor se combină conform tabelului operaţiei $\cap$ pentru fiecare combinaţie a valorilor argumentelor.

3. $\bar{f}_1 = f_2$, dacă şi numai dacă

(2.5) $\bar{f}_1(x_1,\ldots,x_n) = f_2(x_1,\ldots,x_n)$

respectă tabelul de definiţie al operaţiei de complemetare.

Din definiţia 2.3. rezultă că pentru operarea cu FB se iau succesiv valorile funcţiilor corespunzător celor 2^n combinaţii ale argumentelor. Funcţiile f_1 şi f_2 aplică fiecare din cele 2^n n-tuple în mulţimea $\{0,1\}$. Se obţin astfel 2^n perechi de valori ale funcţiilor. Operaţiile binare SAU şi SI asupra funcţiilor aplică cele 2^n perechi în mulţimea $\{0,1\}$. Operaţia unară NU aplică cele 2^n n-tuple ale unei funcţii în $\{0,1\}$. Pentru operarea cu FB este avantajoasă utilizarea tabelelor.

Exemplul 2.2. Se dau funcţiile de două variabile prin tabelul:

x_1	x_2	f_1	f_2	$f_1 \cup f_2$	$f_1 \cap f_2$	$\bar{f}_1$
0	0	0	1	1	0	1
0	1	0	0	0	0	1
1	0	1	1	1	1	0
1	1	1	0	1	0	0

Funcţia f_1 aplică pe (0,0) şi (0,1) în 0 şi pe (1,0) şi (1,1) în 1 iar f_2 aplică pe (0,1) şi (1,1) în 0 şi pe (0,0) şi (1,0)) în 1. Conform definiţiei 2.3, $f_1 \cup f_2$ aplică pe (0,1) în 0 şi pe (0,0), (1,0) şi (1,1) în 1, $f_1 \cap f_2$ aplică pe (0,0), (0,1) şi (1,1) în 0 şi pe (1,0) în 1 iar $\bar{f}_1$ aplică pe (1,0) şi (1,1) în 0 şi pe (0,0) şi (0,1) în 1.

2.2. Funcţii booleene elementare.

In acest paragraf se vor defini funcţiile booleene fundamentale cu ajutorul cărora se pot construi funcţii booleene mai complexe. Aceste FB denumite şi funcţii elementare au o deosebit:

importanţă practică pentru realizarea circuitelor logice modulare.

Definirea FB elementare se va face considerînd funcţiile booleene de două argumente. Cele 2^{2^2} FB de două argumente sînt prezentate în tabelul următor:

x_1	x_2	f_0	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8	f_9	f_{10}	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{14}	f_{15}
0	0	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1
0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1
1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1
1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1

Din examinarea tabelului rezultă şi se definesc următoarele funcţii elementare:

- funcţiile f_0 şi f_{15} sînt funcţii constante, nedepinzînd de argumentele x_1 sau x_2. Sînt denumite şi funcţiile <u>constanta 0</u> şi respectiv <u>constanta 1</u>:

$$f_0(x_1,x_2)=0,\quad f_{15}(x_1,x_2)=1.$$

- funcţiile f_{10} şi f_{12} corespund valorilor argumentelor:

$$f_{10}(x_1,x_2)=x_2,\quad f_{12}(x_1,x_2)=x_1,$$

iar funcţiile f_3 şi f_5 corespund funcţiilor f_{10} şi f_{12} negate:

$$f_3(x_1,x_2)=\bar{f}_{12}(x_1,x_2)=\bar{x}_1,\quad f_5(x_1,x_2)=\bar{f}_{10}(x_1,x_2)=\bar{x}_2$$

şi se numesc <u>funcţiile negaţie</u>.

<u>Observaţie</u>. Funcţiile definite mai sus depind numai de unul din argumente sau de nici unul. Deci aceste funcţii sînt <u>funcţii degenerate</u> de două variabile.

- funcţia f_8 corespunde produsului logic a argumentelor şi se numeşte <u>funcţia conjuncţie</u> sau <u>funcţia SI</u>:

$$f_8(x_1,x_2)=f_{10}(x_1,x_2)\cdot f_{12}(x_1,x_2)=x_1x_2.$$

- funcţia f_{14} corespunde sumei logice a funcţiilor f_{10} şi f_{12}, numindu-se <u>funcţia disjuncţie</u> sau <u>funcţia SAU</u>:

$$f_{14}(x_1,x_2)=f_{10}(x_1,x_2)\cup f_{12}(x_1,x_2)=x_1\cup x_2.$$

- funcţia f_1 poartă denumirea de <u>funcţia lui Webb</u> sau <u>funcţia</u>

lui Pierce şi se notează în felul următor:

$$f_1(x_1,x_2) = x_1 \downarrow x_2.$$

Examinînd valorile acestei funcţii se observă că ea este negarea funcţiei disjuncţie:

$$f_1(x_1,x_2)=x_1 \downarrow x_2=f_{14}(x_1,x_2)=\overline{x_1 \cup x_2}=\bar{x}_1.\bar{x}_2$$

Deci această funcţie se mai poate scrie:

$$f_1(x_1,x_2)=f_{14}(x_1,x_2)=f_3(x_1,x_2).f_5(x_1,x_2)=f_{10}(x_1,x_2)\downarrow \downarrow f_{12}(x_1,x_2).$$

Din realaţia precedentă se observă că simbolul „$\downarrow$" are rol de operator, definind situaţia de „nici x_1 şi nici x_2".Din acest-motiv funcţia f_1 se mai numeşte şi <u>funcţia NICI</u>.In literatură este întîlnită şi sub denumirea de <u>funcţia NOR</u> provenită din l. engleză(NOT OR=NOR).

- funcţia f_7 se numeşte <u>funcţia lui Sheffer</u> şi se simbolizează atsfel:

$$f_7(x_1,x_2) = x_1 \uparrow x_2 = x_1 / x_2$$

Examinînd în tabel valorile acestei funcţii se poate observa că reprezintă negarea funcţiei conjuncţie, de unde-i provine şi denumirea de <u>funcţie SI-NU</u> sau <u>funcţie NAND(NOT AND)</u>:

$$f_7(x_1,x_2)=f_8(x_1,x_2)=\overline{x_1 x_2}=\bar{x}_1 \cup \bar{x}_2=f_{10}(x_1,x_2) \uparrow f_{12}(x_1,x_2)$$

Conform acestei relaţii de echivalenţă se mai poate spune că funcţia lui Sheffer defineşte situaţia de „numai x_1 sau numai x_2", fapt care a condus şi la denumirea de <u>funcţie NUMAI</u>.

Funcţiile NICI şi NUMAI au o deosebită importanţă atît pentru teoria funcţiilor booleene cît şi pentru aplicarea practică a acesteia în realizarea circuitelor logice modulare.

- funcţia f_9 are de asemenea importanţă pentru teoria FB,fiind denumită <u>funcţia echivalenţă</u>:

$$f_9(x_1,x_2) = x_1 \sim x_2 ,$$

desemnînd „echivalenţa între x_1 şi x_2".Se poate demonstra că această funcţie poate fi descrisă prin funcţiile conjuncţie,

disjuncţie şi negaţie:

$$f_9(x_1,x_2) = x_1 \sim x_2 = (\bar{x}_1 \cup x_2)\cdot(x_1 \cup \bar{x}_2)$$

In adevăr, folosind tabelele, pentru cele două părţi ale identităţii se obţine:

x_1	x_2	$x_1 \sim x_2$
0	0	1
0	1	0
1	0	0
1	1	1

x_1	x_2	$\bar{x}_1$	$\bar{x}_2$	$\bar{x}_1 \cup x_2$	$x_1 \cup \bar{x}_2$	$(\bar{x}_1 \cup x_2)(x_1 \cup \bar{x}_2)$
0	0	1	1	1	1	1
0	1	1	0	1	0	0
1	0	0	1	0	1	0
1	1	0	0	1	1	1

Avînd în vedere definiţia 2.2. ,identitatea este demonstrată.

- funcţia f_6 se numeşte <u>funcţia suma modulo 2</u> şi se notează în felul următor:

$$f_6(x_1,x_2) = x_1 \oplus x_2$$

Comparînd în tabelul de definiţie valorile acestei funcţii cu ale funcţiei f_9 rezultă:

$$f_6(x_1,x_2) = \bar{f}_9(x_1,x_2) = x_1 \oplus x_2 = \overline{x_1 \sim x_2}$$

Ţinînd cont de definirea funcţiei echivalenţă şi aplicînd relaţiile De Morgan, se obţine:

$$f_6(x_1,x_2) = x_1 \oplus x_2 = \overline{(\bar{x}_1 \cup x_2)(x_1 \cup \bar{x}_2)} = x_1\bar{x}_2 \cup \bar{x}_1 x_2.$$

- funcţiile f_{11} şi f_{13} sînt denumite <u>funcţiile implicaţie</u>:

$f_{11}(x_1,x_2) = x_1 \to x_2$, implicaţia lui x_1 în x_2,

$f_{13}(x_1,x_2) = x_1 \leftarrow x_2$,implicaţia lui x_2 în x_1 sau implicaţia inversă.Folosind reprezentarea tabelară se poate demonstra uşor că:

$$f_{11}(x_1,x_2) = x_1 \to x_2 = \bar{x}_1 \cup x_2,\quad f_{13}(x_1,x_2) = x_1 \leftarrow x_2 = x_1 \cup \bar{x}_2.$$

- funcţiile f_2 şi f_4 sînt denumite <u>funcţiile interdicţie</u> sau <u>funcţiile inhibare</u>:

$f_2(x_1,x_2) = x_1 \not\to x_2$, x_1 inhibă x_2,

$f_4(x_1,x_2) = x_1 \not\leftarrow x_2$, x_2 inhibă x_1 sau inhibare inversă.Comparînd în tabel valorile funcţiilor implicaţie şi interdicţie rezultă imediat:

$f_2(x_1,x_2)=\overline{f}_{13}(x_1,x_2)=\overline{x_1 \leftarrow x_2}=\overline{x_1 \cup \bar{x}_2}=\bar{x}_1 x_2$,

$f_4(x_1,x_2)=\overline{f}_{11}(x_1,x_2)=\overline{x_1 \rightarrow x_2}=\bar{x}_1 \cup x_2=x_1\bar{x}_2$.

Din definirea funcţiilor booleene elementare de două argumente se poate desprinde concluzia că se pot genera FB noi prin:

1)permutarea argumentelor,

2)introducerea funcţiilor în locul argumentelor noilor funcţii.

Folosirea repetată a celor două reguli conduce la obţinerea de funcţii booleene complexe.Funcţia booleană obţinută din funcţiile $f_1,f_2,\ldots,f_k$ prin utilizarea celor două reguli se numeşte <u>superpoziţia</u> funcţiilor $f_1,f_2,\ldots,f_k$.

<u>Exemplul 2.3</u>.Folosind funcţiile negaţie,implicaţie,suma modulo 2 şi disjuncţia se pot realiza următoarele funcţii noi care reprezintă o superpoziţie a acestor funcţii:

$(\bar{x}_1 \cup x_3)$; $\overline{x_1 \oplus x_2}$; $(x_1 \cup \bar{x}_2) \leftarrow [(x_2 \oplus x_3) \cup x_1]$, ş.a.m.d.

Utilizînd tabelul de definiţie al funcţiilor elementare se pot stabili valorile oricărei FB care este o superpoziţie a acestor funcţii.

<u>Exemplul 2.4</u>.Să se definească sub formă de tabel funcţia

$$f(x_1,x_2,x_3)=\{[(x_2 \not\leftarrow x_3) \vee (x_1 \uparrow x_2)]\ (x_1 \oplus x_3)\} \rightarrow x_1$$

rezultată prin superpoziţia funcţiilor negaţie,inhibare,echivalenţă,Sheffer,suma modulo 2 şi implicaţie.

Ţinînd cont de tabelul de definiţie al funcţiilor elementare, rezultă:

x_1	x_2	x_3	$\bar{x}_2$	$\bar{x}_2 \not\leftarrow x_3$	$x_1 \uparrow x_2$	[ ]	$x_1 \oplus x_2$	{ }	$f(x_1,x_2,x_3)$
0	0	0	1	0	1	0	0	0	1
0	0	1	1	0	1	0	1	0	1
0	1	0	0	0	1	0	0	0	1
0	1	1	0	1	1	1	1	1	0
1	0	0	1	0	1	0	1	0	1
1	0	1	1	0	1	0	0	0	1
1	1	0	0	0	0	1	1	1	1
1	1	1	0	1	0	0	0	0	1

Scanned with OKEN Scanner

Din cele prezentate se poate conchide că înafara operațiilor ($\cup$, $\cap$, $^-$) cu variabile și funcții booleene, se pot folosi ca operatori de calcul și simbolurile utilizate pentru celelalte funcții elementare.Si în acest caz este necesar ca operațiile să corespundă tabelelor de definiție date pentru funcțiile respective.

2.3.Reprezentări ale funcțiilor booleene.

Studiul FB se face în multe cazuri pe reprezentările acestora.Există o mare diversitate de reprezentări ale FB care pot fi grupate în reprezentări grafice(geometrice) și analitice.Reprezentările din prima categorie sînt intuitive și se folosesc pentru studiul FB cu un număr relativ redus de argumente.Din această categorie fac parte reprezentările prin tabel de adevăr, prin diagrame Euler, Venn, Veitch sau Karnaugh, prin grafuri sau pe hipercub.A doua categorie asigură o reprezentare prin expresii algebrice booleene sau sub formă de coduri.Reprezentările din această categorie permit studiul FB cu un număr arbitrar de argumente, cu posibilitatea utilizării mijloacelor numerice de calcul.In continuare se va insista asupra celor mai utile reprezentări ale FB pentru scopuri tehnice.

2.3.1.Reprezentarea FB prin tabel de adevăr.

Acest mod de reprezentare corespunde reprezentării tabelare indicate la definirea funcțiilor booleene și de care s-a uzitat pînă aici.Tabelele denumite de adevăr sau combinaționale conțin în partea stîngă un număr de linii egal cu numărul combinațiilor posibile ale valorilor argumentelor iar în partea dreaptă valorile funcțiilor pentru fiecare combinație de valori ale argumentelor.Tabelul de adevăr este reprezentarea cea mai completă a unei FB deoarece pentru fiecare combinație posibilă a valorilor argumentelor se indică valoarea funcției.

2.3.2.Reprezentarea FB prin diagramă Karnaugh.

Diagrama Karnaugh este tot o reprezentare tabelară, dar în raport cu tabelul de adevăr este mai compactă datorită dispunerii după două direcţii a valorilor argumentelor.

In cazul general, al unei FB de n argumente, diagrama Karnaugh conţine 2^p linii şi 2^q coloane, astfel ca n=p+q.Dacă n este par, p=q iar dacă n este impar q=p+1(sau p=q+1).Rezultă astfel o diagramă cu $2^p.2^q=2^n$ cîmpuri în care se trec valorile funcţiei pentru combinaţiile corespunzătoare ale valorilor argumentelor indicate la capetele liniilor şi coloanelor diagramei.

Veitch a fost cel care a introdus acest mod de reprezentare a FB.In reprezentarea propusă combinaţiile valorilor argumentelor pe linii şi coloane se dispun conform codului binar natural. Această dispunere conduce la dificultăţi în folosirea diagramei pentru simplificarea FB(pentru care a fost concepută).Puţin mai tîrziu Karnaugh realizează aceste diagrame folosind codul Gray (binar reflectat) care fiind un cod continuu şi ciclic asigură adiacenţa între cîmpurile diagramei.Din motivele arătate această reprezentare mai este cunoscută şi ca diagrama Veitch-Karnaugh.

N.B.Intr-un sistem de numeraţie de bază B, două cifre sînt adiacente dacă diferă cu o unitate modulo B.In sistemul de numeraţie binar două cifre vor fi adiacente dacă diferă deci cu un bit 1.

Exemplul 2.5.Să se reprezinte prin diagramă Karnaugh funcţia $f(x_1,x_2,x_3,x_4)$ dată prin tabelul de adevăr:

x_1	x_2	x_3	x_4	$f(x_1,x_2,x_3,x_4)$	x_1	x_2	x_3	x_4	$f(x_1,x_2,x_3,x_4)$
0	0	0	0	0	1	0	0	0	1
0	0	0	1	1	1	0	0	1	0
0	0	1	0	1	1	0	1	0	1
0	0	1	1	0	1	0	1	1	1
0	1	0	0	0	1	1	0	0	1
0	1	0	1	1	1	1	0	1	0
0	1	1	0	0	1	1	1	0	0
0	1	1	1	0	1	1	1	1	1

Scanned with OKEN Scanner

Diagrama Karnaugh va conține 2^4 cîmpuri realizate cu $2^p=2^2$ linii și $2^q=2^2$ coloane(fig.2.1).Combinațiile valorilor argumentelor x_1 și x_2 sînt dispuse în partea superioară a diagramei iar ale argumentelor x_4 și x_3 vertical,în partea stîngă. La intersecția unei coloane și a unei linii este cîmpul din diagramă în care se trece valoarea funcției corespunzător combinației valorilor argumentelor.

x_3x_4 \ x_1x_2	00	01	11	10
00	0	0	1	1
01	1	1	0	0
11	0	0	1	1
10	1	0	0	1

Fig.2.1

Dacă pentru un număr mic de argumente combinațiile valorilor argumentelor conform codului Gray sînt ușor de stabilit, pentru un număr mare($n \geq 5$) devine dificil.Folosind însă o reprezentare grafică a codului Gray, prin simetria perfectă a acestuia în raport cu fiecare rang, realizarea diagramelor Karnaugh devine simplă și sigură.In această reprezentare biților 1 li se atașează un segment de dreaptă cu lungimea corespunzătoare coloanei sau liniei pentru care argumentul este 1.Folosind imaginea grafică a codului Gray, în fig.2.2.sînt prezentate diagramele Karnaugh pentru funcții de 3,4 și 5 argumente.Intr-un mod similar se pot construi

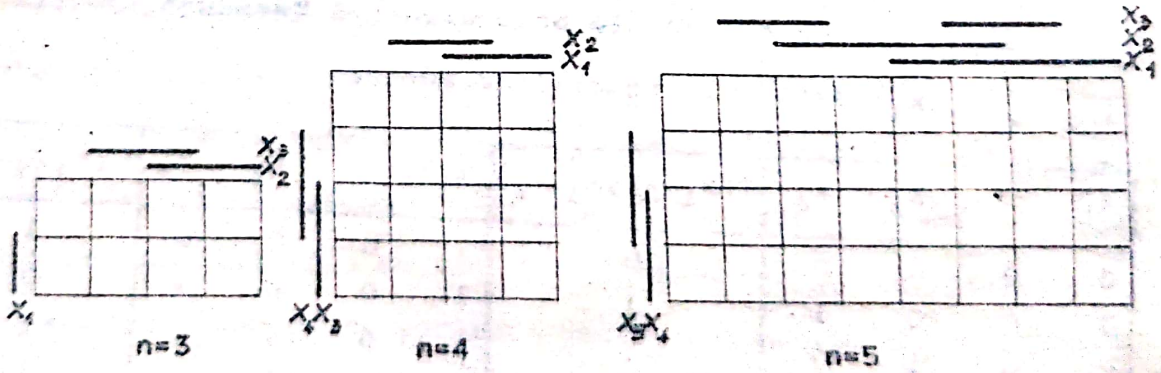


Fig.2.2

diagramele Karnaugh și pentru funcții booleene cu un număr $n>5$ argumente.

2.3.3.Reprezentarea analitică a FB.

Funcţiile booleene se pot forma, după cum s-a văzut în capitolul 2.2, prin reunirea variabilelor booleene prin intermediul operaţiilor ($\cup$, $\cap$, $^-$) sau a altor operatori.Se obţin în acest mod expresii analitice pentru funcţiile booleene.In continuare se va stabili modul de realizare a expresiilor analitice ale FB plecînd de la reprezentarea prin tabel de adevăr(sau diagramă Karnaugh).

Se consideră combinaţia valorilor argumentelor unei FB de n argumente $(x_1^*, x_2^*, \ldots, x_n^*)$.Numărul „i" ataşat n-tuplei şi definit prin relaţia:

(2.6) $\quad i = x_1^* 2^{n-1} + x_2^* 2^{n-2} + \ldots + x_n^* 2^0,$

se numeşte <u>numărul combinaţiei</u>.

De asemenea, se consideră funcţia $F_i(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ care se defineşte în modul următor:

(2.7) $\quad F_i = \begin{cases} 1, \text{ dacă numărul combinaţiei este } i \\ \\ 0, \text{ în caz contrar.} \end{cases}$

Această funcţie va fi denumită <u>funcţia caracteristică a unităţii</u>. Presupunînd că se cunoaşte expresia analitică a funcţiei F_i, a cărei determinare explicită se va face mai tîrziu, atunci se poate demonstra următoarea teoremă:

<u>Teorema 2.1</u>.Orice funcţie booleană dată prin tabel de adevăr poate fi scrisă sub forma analitică următoare:

(2,8) $\quad f(x_1, x_2, \ldots, x_n) = F_{i_1} \cup F_{i_2} \cup \ldots \cup F_{i_k} = \bigcup_{i_j \in M_1} F_{i_j}$,

unde M_1 este mulţimea numerelor combinaţiilor valorilor argumentelor pentru care funcţia ia valoarea 1.

<u>Demonstraţie</u>.Se consideră oricare dintre combinaţiile valorilor argumentelor funcţiei date prin tabel de adevăr.Sînt posibile două cazuri distincte:funcţia să ia valoarea 1 sau valoarea 0.